



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE LOS ÁNGULOS DE DIRECCIÓN
EN LA TRANSMISIÓN DE FUERZAS EN EL CONTACTO
NEUMÁTICO-CALZADA

Autor: Raúl Muñoz Egea

Director: Daniel García-Pozuelo Ramos

Leganés, octubre de 2010

Título: Estudio de la influencia de los ángulos de dirección en la transmisión de fuerzas en el contacto neumático-calzada.

Autor: Raúl Muñoz Egea

Director: Daniel García-Pozuelo Ramos

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

Este proyecto implica estar en deuda con mucha gente, pero debo destacar a:

Dr. Daniel García-Pozuelo, por aportar su experiencia, entusiasmo, buen criterio, dedicación y perseverancia durante la elaboración de este trabajo.

Dr. Antonio Gauchía, Miguel Ángel Necega, otros compañeros de facultad, amigos y familiares, por sus aportaciones directas en la elaboración del estudio experimental.

D. José Carmelo, por su inestimable e incalculable ayuda durante estos años.

Y, por supuesto, mis padres y mi hermana, ellos saben por qué.

Índice general

1.INTRODUCCIÓN.....	18
1.1 Introducción.....	18
1.2 Objetivos.....	21
1.3 Estructura de la memoria.....	22
 2. ESTADO DE ARTE.....	24
2.1 El sistema de dirección.....	24
2.1.1 Componentes del sistema de dirección.....	25
2.1.2 Cualidades del sistema de dirección.....	27
2.1.3 Tipos.....	28
2.1.4 Geometría de dirección.....	30
2.1.4.1 Ángulo de caída.....	30
2.1.4.2 Ángulo de salida.....	31
2.1.4.3 Ángulo de avance.....	32
2.1.4.4 Ángulo de convergencia.....	34
2.1.4.5 Cotas conjugadas.....	37
2.1.5 Influencia de la suspensión y de los neumáticos.....	40
2.1.6 Comprobación de las cotas de dirección.....	42
2.2 El neumático.....	44
2.2.1 Introducción.....	44
2.2.2 Partes principales.....	45
2.2.3 Tipos de neumáticos.....	46
2.2.4 Representación de las dimensiones.....	47
2.2.5 Esfuerzos sobre el neumático.....	48
2.2.5.1 Fuerzas normales.....	50
2.2.5.2 Esfuerzos tangenciales.....	52
2.2.5.3 Resistencia a la rodadura.....	59

3. ESTUDIO ANALÍTICO	63
3.1 Introducción	63
3.2 Esfuerzos estáticos	64
3.2.1 Sistema físico aproximado	64
3.2.2 Carga aproximada del sistema	70
3.2.3 Desarrollo analítico	72
3.2.3.1 Posicionamiento espacial de la carga	75
3.2.3.2 Descomposición de la carga en el espacio	81
3.2.3.3 Fuerzas actuantes en los planos	84
3.2.3.4 Esfuerzos estáticos entre neumático y calzada	87
3.2.3.4.1 Fuerzas estáticas	87
3.2.3.4.2 Momentos estáticos	90
3.3 Esfuerzos dinámicos	96
3.4 Esfuerzos totales	101
3.4.1 Fuerzas totales	101
3.4.2 Momentos totales	101
4. ESTUDIO EXPERIMENTAL	104
4.1 Introducción	104
4.2 Sistemas de medición	104
4.2.1 Manómetro	104
4.2.2 Placa dinamométrica	105
4.2.3 Sistema de medición de los ángulos de dirección	109
4.3 Recogida de datos	111
4.3.1 Características de los vehículos	111
4.3.2 Medidas en la placa dinamométrica	112
4.3.3 Medida de los ángulos de dirección	113
4.3.4 Observaciones	115
4.4 Tratamiento de los datos experimentales	117
4.4.1 Tratamiento de las fuerzas	117
4.4.2 Tratamiento de los momentos	122
4.5 Relación entre los datos experimentales	126
4.5.1 Relación entre la fuerza longitudinal y los ángulos de dirección	127
4.5.2 Relación entre la fuerza lateral y los ángulos de dirección	129

4.5.3 Relación entre la fuerza vertical y los ángulos de dirección.....	133
5. CONTRASTE ANALÍTICO Y ESPERIMENTAL.....	137
5.1 Introducción.....	137
5.2 Esfuerzos entre neumático-calzada.....	138
5.2.1 Relación entre esfuerzos teniendo en cuenta que la aproximación del par motor está vinculada a la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura.....	141
5.2.1.1 Relación entre fuerzas.....	143
5.2.1.1.1 Relación entre la fuerza longitudinal analítica y experimental.....	143
5.2.1.1.2 Relación entre la fuerza lateral analítica y experimental.....	145
5.2.1.1.3 Relación entre la fuerza normal analítica y experimental.....	146
5.2.1.2 Relación entre momentos.....	147
5.2.2 Relación entre esfuerzos teniendo en cuenta que la aproximación del par motor se consigue mediante ajuste de la fuerza longitudinal.....	148
5.2.2.1 Relación entre fuerzas.....	149
5.2.2.1.1 Relación entre la fuerza longitudinal analítica y experimental.....	149
5.2.2.1.2 Relación entre la fuerza lateral analítica y experimental.....	150
5.2.2.1.3 Relación entre la fuerza normal analítica y experimental.....	152
5.2.2.2 Relación entre momentos.....	153
6. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....	155
6.1 Conclusiones.....	155
6.2 Desarrollos futuros.....	159
7. REFERENCIAS.....	161

Índice de figuras

Figura 2.1: Esquema de componentes del sistema de dirección.....	25
Figura 2.2: Elementos de la dirección con barra de acoplamiento dividida en tres partes.....	25
Figura 2.3: Dirección de tornillo sin fin.....	28
Figura 2.4: Dirección de tornillo y palanca.....	29
Figura 2.5: Dirección de cremallera.....	29
Figura 2.6: Ángulo de caída.....	30
Figura 2.7: Ángulo de salida.....	32
Figura 2.8: Ángulo de avance.....	33
Figura 2.9: Ángulo de convergencia.....	34
Figura 2.10: Ángulo de convergencia.....	35
Figura 2.11: Ángulo de convergencia positivo-negativo.....	36
Figura 2.12: Tipos de convergencia.....	36
Figura 2.13: Cotas conjugadas y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.....	38
Figura 2.14: Ángulo comprendido.....	39
Figura 2.15: Efecto de la presión de inflado en el desgaste de los neumáticos.....	41
Figura 2.16: Partes del neumático.....	45
Figura 2.17: Neumático diagonal y radial.....	46
Figura 2.18: Representación de las dimensiones del neumático.....	48
Figura 2.19: Esfuerzos sobre el neumático.....	50
Figura 2.20: Distribución de presiones y resistencia a la rodadura de un neumático rodando sobre una superficie plana y dura.....	51
Figura 2.21: Esfuerzos normal y longitudinal de tracción en el neumático.....	53
Figura 2.22: Variación del coeficiente de esfuerzo tractor con el deslizamiento longitudinal.....	54
Figura 2.23: Neumático sometido a esfuerzo normal y longitudinal de frenado.....	55
Figura 2.24: Elipse de adherencia.....	58
Figura 2.25: Comportamiento del neumático sometido a cargas laterales.....	59

Figura 3.1: Representación del sistema físico.....	65
Figura 3.2: Representación del sistema físico aproximado visto de perfil.....	67
Figura 3.3: Representación del sistema físico aproximado visto en alzado.....	68
Figura 3.4: Representación del sistema físico aproximado visto en planta.....	69
Figura 3.5: Situación del centro de gravedad para un vehículo de tracción trasera.....	70
Figura 3.6: Situación del centro de gravedad para un vehículo de tracción delantera...	71
Figura 3.7: Alzado del sistema físico aproximado.....	73
Figura 3.8: Perfil del sistema físico aproximado.....	73
Figura 3.9: Planta del sistema físico aproximado.....	74
Figura 3.10: La carga “P” en el espacio.....	75
Figura 3.11: Proyección de la dirección de “P” sobre los planos principales.....	76
Figura 3.12: Representación del ángulo μ	77
Figura 3.13: Representación de los vectores \vec{u}_y y \vec{u}_θ	79
Figura 3.14: Representación de los vectores \vec{u}_θ y \vec{u}_p	80
Figura 3.15: Descomposición de la carga P en P1 y P2.....	82
Figura 3.16: Descomposición de la carga P1 en P1x y P1y.....	82
Figura 3.17: Fuerza que actúa en el alzado.....	84
Figura 3.18: Fuerza que actúa en el plano de perfil.....	85
Figura 3.19: Fuerza que actúa en planta.....	86
Figura 3.20: Alzado del sistema.....	90
Figura 3.21: Perfil del sistema.....	92
Figura 3.22: Planta del sistema.....	93
Figura 3.23: Representación de L en el alzado del sistema físico.....	94
Figura 3.24: Representación del par motor y las fuerzas en un vehículo en movimiento.....	96
Figura 3.25: Posicionamiento de las fuerzas dinámicas según la dirección de avance...	97
Figura 3.26: Representación de las fuerzas dinámicas y los ejes positivos de la placa dinamométrica.....	99

Figura 4.1: Manómetro.....	105
Figura 4.2: Elementos de la placa dinamométrica.....	106
Figura 4.3: Dimensiones de la placa dinamométrica utilizada.....	107
Figura 4.4: Sistema de coordenadas de la placa dinamométrica utilizada.....	108
Figura 4.5: Sistema de medición de los ángulos de dirección.....	110
Figura 4.6: Tratamiento de las fuerzas en Excel.....	118
Figura 4.7: Fuerzas medidas por la placa dinamométrica.....	120
Figura 4.8: Medias de las fuerzas en Excel.....	120
Figura 4.9: Tratamiento de los momentos en Excel.....	122
Figura 4.10: Momentos medidos por la placa dinamométrica.....	123
Figura 4.11: Media de momentos en Excel.....	124
Figura 4.12: Relación entre la fuerza longitudinal y el ángulo de avance.....	127
Figura 4.13: Relación entre la fuerza longitudinal y el ángulo de salida.....	128
Figura 4.14: Relación entre la fuerza longitudinal y el ángulo de convergencia.....	128
Figura 4.15: Relación entre la fuerza longitudinal y el ángulo de caída.....	129
Figura 4.16: Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de avance.....	130
Figura 4.17: Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de salida.....	130
Figura 4.18: Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de convergencia.....	131
Figura 4.19: Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de caída.....	131
Figura 4.20: Representación de la relación lineal entre la fuerza lateral y el ángulo de convergencia.....	132
Figura 4.21: Relación entre la fuerza normal y el ángulo de avance.....	133
Figura 4.22: Relación entre la fuerza normal y el ángulo de salida.....	133
Figura 4.23: Relación entre la fuerza normal y el ángulo de convergencia.....	134
Figura 4.24: Relación entre la fuerza normal y el ángulo de caída.....	134
Figura 4.25: Representación de la relación lineal entre la fuerza normal y el ángulo de avance.....	135

Figura 5.1: Contraste analítico-experimental de las fuerzas en Excel.....	141
Figura 5.2: Relación entre la fuerza longitudinal analítica y experimental asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura.....	143
Figura 5.3: Relación entre el par motor y la fuerza longitudinal.....	144
Figura 5.4: Relación entre la fuerza lateral analítica y experimental asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura.....	145
Figura 5.5: Relación entre la fuerza normal analítica y experimental asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura.....	146
Figura 5.6: Relación lineal entre la fuerza longitudinal analítica y experimental asumiendo que la aproximación del par motor se consigue mediante ajuste de la fuerza longitudinal.....	150
Figura 5.7: Relación lineal entre la fuerza lateral analítica y experimental asumiendo que la aproximación del par motor se consigue mediante ajuste de la fuerza longitudinal.....	151
Figura 5.8: Relación lineal entre la fuerza normal analítica y experimental.....	152

Índice de tablas

Tabla 4.1: Características técnicas de la placa dinamométrica utilizada.....	107
Tabla 4.2: Tabla utilizada para la anotación de las características de los vehículos....	111
Tabla 4.3: Tabla utilizada para la anotación de las mediciones de la placa dinamométrica.....	112
Tabla 4.4: Tabla utilizada para la anotación de los ángulos de dirección.....	114
Tabla 4.5: Ángulos de dirección registrados experimentalmente.....	115
Tabla 4.6: Fuerzas experimentales.....	121
Tabla 4.7: Momentos experimentales.....	125
Tabla 4.8: Fuerzas experimentales y ángulos de dirección.....	127
Tabla 5.1: Fuerzas analíticas y pares motores calculados asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura.....	143
Tabla 5.2: Momentos analíticos y experimentales asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura.....	147
Tabla 5.3: Fuerzas analíticas y pares motores asumiendo que la aproximación del par motor se consigue igualando la fuerza longitudinal analítica a la registrada experimentalmente.....	149
Tabla 5.4: Momentos analíticos y experimentales asumiendo que la aproximación del par motor se debe a la igualdad entre la fuerza longitudinal analítica y experimental..	153

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción

El transporte ha desempeñado un papel estratégico en la historia del desarrollo económico, político y cultural de numerosos países. Se considera una de las actividades más importantes dentro del apartado logístico destinado principalmente al traslado físico de personas, bienes y mercancías de todo tipo, dentro de los distintos medios de transporte que se pueden utilizar en la actualidad.

Los medios de transporte se pueden definir como la combinación de redes, vehículos y operaciones para lograr los fines anteriormente señalados y se pueden clasificar como transporte por carretera, por ferrocarril, acuático, aéreo, por tuberías o un conjunto de estos.

Centrándonos en el transporte por carretera, uno de los vehículos más utilizados es el automóvil.

El Real Decreto 2822/1998 del 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos, define “automóvil” como «vehículo de motor que sirve, normalmente, para el transporte de personas o cosas, o de ambas a la vez, o para la tracción de otros vehículos con aquel fin. Se excluyen de esta definición los vehículos especiales ». Asimismo, dicho Real Decreto define “vehículo a motor” como «vehículo provisto de motor para su propulsión. Se excluyen de esta definición los ciclomotores, los tranvías y los vehículos para personas de movilidad reducida».

Algunos tipos de automóviles que podemos distinguir son los camiones, autobuses, furgonetas, motocicletas, cuadriciclos o turismos. Todos ellos se caracterizan por tener varias ruedas neumáticas y capacidad de al menos una plaza para el conductor.

Algunas ruedas, normalmente las delanteras (pueden ser las traseras como en un dumper), pueden cambiar su orientación hacia los lados para permitir giros y tomar curvas, accionadas por el conductor mediante un volante.

Al tratarse de vehículos muy utilizados en la actualidad, es muy importante destacar dos aspectos fundamentales y directamente relacionados con la actitud social de nuestros días: las pérdidas de vidas humanas y la eficiencia energética que estas máquinas poseen.

Los malos hábitos de algunas personas, los problemas existentes en las infraestructuras o los problemas que competen directamente con la máquina, han traído consigo numerosos accidentes que han terminado con la vida de muchas personas.

Actualmente, se están tomando medidas de distinta naturaleza (leyes, nuevos trazados, fabricación de vehículos más seguros, etc) para conseguir reducir este problema en la medida de lo posible.

Como se ha puntualizado anteriormente, también resulta imprescindible destacar el gran consumo de combustible fósil necesario a escala mundial para su funcionamiento y la repercusión económico-ambiental que esto supone a nivel global.

Estudios realizados hace años demuestran que la eficiencia de un automóvil está muy por debajo en comparación con la energía potencialmente utilizable a consecuencia de las pérdidas que se generan en forma de calor, pérdidas en las transmisiones mecánicas, rozamiento aerodinámico, rozamiento con la calzada,... Con respecto a este punto, también se están tomando medidas como la mejora de la eficiencia o el diseño de vehículos que ofrezcan una menor dependencia de los derivados del petróleo, como por ejemplo la fabricación y comercialización de vehículos híbridos.

En relación con todos estos puntos, resulta estrictamente necesario el conocimiento de estos vehículos desde una perspectiva más ingenieril para intentar paliar todos estos problemas y mejorar la calidad de vida de las presentes y futuras generaciones.

El abanico tan amplio de estudio, necesario para profundizar en dicho conocimiento, hace que el presente proyecto se centre, de manera particular, en el estudio del comportamiento dinámico del vehículo y, especialmente, en los esfuerzos generados entre neumático y calzada.

Con este fin se procurará encontrar un modelo analítico que responda de manera adecuada a dichos esfuerzos en función de los ángulos de dirección que posicionan

especialmente la rueda de un vehículo automóvil. Para ello es necesario tener conocimiento acerca de los sistemas de dirección utilizados, ya que nos ayudarán a entender la manera en la que se transmiten los movimientos generados por el conductor para orientar las ruedas y de qué forma las cargas actúan sobre ellas. De la misma manera, resulta necesario conocer la influencia de los neumáticos y qué tipo de esfuerzos aparecen cuando están en contacto con el suelo.

1.2 Objetivo

El propósito de este proyecto es encontrar un modelo que ayude a determinar la influencia de los ángulos de dirección en la transmisión de esfuerzos en el contacto neumático-calzada. En base a este objetivo principal, se marcaron los siguientes objetivos parciales:

- Un estudio experimental que ahonde en la dependencia existente entre los ángulos de dirección y las fuerzas presentes en el contacto neumático-calzada.
- Un estudio analítico que demuestre físicamente el modelo de esfuerzos propuesto.
- Un estudio de contraste entre la parte experimental y analítica para profundizar en la relación presente entre estos estudios.
- Alcanzar conclusiones satisfactorias sobre el modelo planteado y, en definitiva, sobre la influencia de los ángulos de dirección en la transmisión de fuerzas en el contacto neumático-calzada.

1.3 Estructura de la memoria

La memoria está compuesta por 6 capítulos en los que se explica detalladamente todo el desarrollo del proyecto:

- El capítulo 1 está dedicado a la introducción, donde se argumentan las razones que han llevado a realizar este proyecto y los objetivos que se persiguen.
- El capítulo 2 intenta establecer una base científica a partir de la cual se apoya todo el estudio. Fundamentalmente, profundiza en el conocimiento del sistema de dirección y el neumático en un vehículo automóvil.
- El capítulo 3 se centra en el desarrollo del modelo analítico que da respuesta a los esfuerzos presentes en el contacto neumático-calzada.
- En el capítulo 4 se describe todo el estudio experimental realizado. Se explican los diferentes tipos de datos recogidos de los vehículos automóviles, los sistemas de medición utilizados para la recopilación de dichos datos, la forma en la que se trató la información y un estudio en profundidad sobre las relaciones existentes entre los datos experimentales.
- En el capítulo 5 se compara las fuerzas experimentales con las obtenidas analíticamente para comprobar la validez del modelo analítico propuesto, y en consecuencia, corroborar la verdadera influencia de los ángulos de dirección en la transmisión de fuerzas en el contacto neumático-calzada.
- Y por último, el capítulo 6 está dedicado a las conclusiones a las que se han llegado a partir del estudio experimental, analítico y de contraste realizado. Además de incluir un apartado de desarrollos futuros donde se explican las mejoras y cambios necesarios para las futuras investigaciones que se hagan al respecto.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

Este capítulo está dedicado al sistema de dirección y al neumático utilizado por un vehículo automóvil, ya que son los elementos fundamentales involucrados en este estudio. Se describen los componentes, las cualidades y los tipos de sistemas de dirección existentes. Así como la geometría de dirección, la influencia de la suspensión sobre los ángulos de dirección y la forma de comprobación de las cotas de dirección.

En cuanto al neumático, se describe brevemente sus partes principales, los tipos que hay, la forma en la que se representan sus dimensiones y los esfuerzos que se producen en este cuando interactúa el vehículo con la calzada.

2.1 El sistema de dirección

El sistema de dirección es el encargado de transmitir a las ruedas los movimientos que el conductor realiza en el volante para que el vehículo siga la trayectoria deseada [56].

Para garantizar la comodidad durante la conducción es necesario que los movimientos inducidos en el volante sean transformados mediante mecanismos adecuados. De esta forma se regula la sensibilidad del sistema para que no se produzcan cambios bruscos en la trayectoria ante pequeños movimientos en el volante.

En la siguiente figura se representa un pequeño esquema de componentes del sistema de dirección y que se explicarán en detalle.

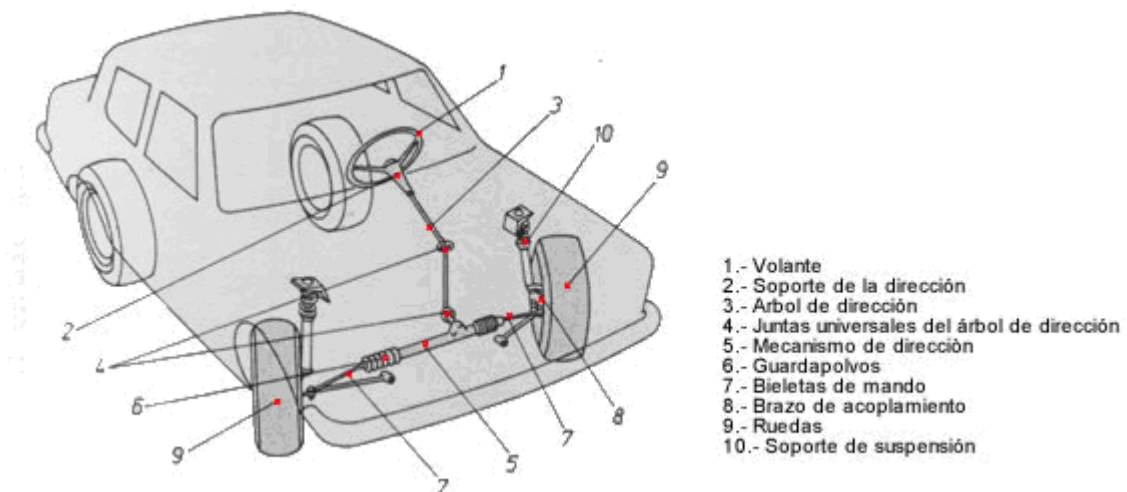


Figura 2.1: Esquema de componentes del sistema de dirección

2.1.1 Componentes del sistema de dirección

Los elementos más importantes del sistema de dirección que garantizan su correcto funcionamiento son [28]:

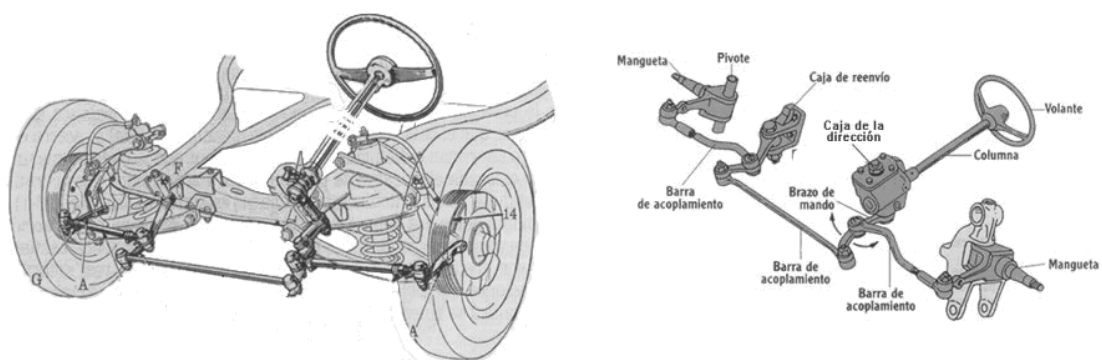


Figura 2.2: Elementos de la dirección con barra de acoplamiento dividida en tres partes

-**Volante:** Permite al conductor orientar las ruedas.

-**Columna de dirección o de engranajes:** Transmite el movimiento del volante a la caja de dirección.

-**Caja de dirección:** Sistema de desmultiplicación que minimiza el esfuerzo del conductor.

-**Brazo de mando:** Situado a la salida de la caja de dirección, manda el movimiento de ésta a los restantes elementos de la dirección.

-**Brazo de acoplamiento:** Recibe el movimiento de la palanca de ataque y lo transmite a la barra de acoplamiento y a las manguetas.

-**Barra de acoplamiento:** Hace posible que las ruedas giren al mismo tiempo.

-**Pivotes:** Están unidos al eje delantero y hace que al girar sobre su eje, oriente a las manguetas hacia el lugar deseado.

-**Manguetas:** Sujetan la rueda.

-**Rótulas:** Sirven para unir varios elementos de la dirección y hacen posible que, aunque estén unidos, se muevan en el sentido conveniente.

2.1.2 Cualidades del sistema de dirección

Las cualidades más importantes que debe reunir un sistema de dirección para proporcionar al conductor la seguridad y comodidad necesaria en la conducción son [28]:

- Seguridad: que depende de la fiabilidad del mecanismo y de la calidad de los materiales empleados.
- Suavidad: se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada y un perfecto engrase. La dureza en la conducción hace que esta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por colocar unos neumáticos inadecuados o mal inflados, por un ángulo de avance o salida exagerados, por carga excesiva sobre las ruedas directrices y por estar el eje o el chasis deformado.
- Precisión: se refleja en la dirección haciendo que no sea ni muy dura ni muy suave. Una dirección dura trae consigo una conducción fatigosa e imprecisa debido a un mal reglaje o una pequeña desmultiplicación (inadecuada).

La falta de precisión puede ser debida a las siguientes causas:

- Por excesivo juego en los órganos de dirección.
 - Por alabeo de las ruedas, que implica una modificación periódica en las cotas de reglaje y que no debe de exceder de 2 a 3 mm.
 - Por un desgaste desigual en los neumáticos (falso redondeo), que hace ascender a la mangueta en cada vuelta, modificando por tanto las cotas de reglaje.
 - El desequilibrio de las ruedas, que es el principal causante del shimmy, consiste en una serie de movimientos oscilatorios de las ruedas alrededor de su eje, que se transmite a la dirección, produciendo reacciones de vibración en el volante.
 - Por la presión inadecuada en los neumáticos, que modifica las cotas de reglaje y que, si no es igual en las dos ruedas, hace que el vehículo se desvíe a un lado.
- Irreversibilidad: debe evitar que las oscilaciones que toman los neumáticos como consecuencia de las incidencias del terreno no se transmitan al volante.

2.1.3 Tipos

En la actualidad podemos encontrar diferentes sistemas de dirección, entre los que destacan [2]:

- **Mecanismos de dirección de tornillo sin fin**: se caracteriza por la columna de dirección que acaba roscada, y cuando es accionada por el volante, activa un engranaje que arrastra al brazo de mando y, a su vez, a todo el sistema.



Figura 2.3: Dirección de tornillo sin fin

- **Mecanismo de dirección de tornillo y palanca**: la columna también acaba roscada, y por esta parte se mueve un pivote o palanca al que está unido el brazo de mando, accionando así todo el sistema.

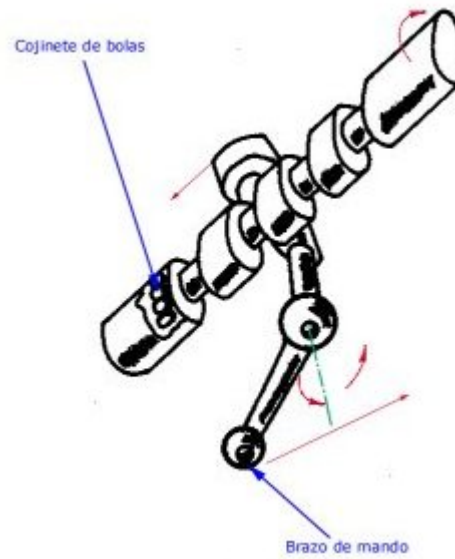


Figura 2.4: Dirección de tornillo y palanca

- **Mecanismo de dirección de cremallera:** En este sistema, la columna de dirección acaba en un piñón. Al girar cuando se acciona el volante, hace correr una cremallera dentada unida a la barra de acoplamiento, la cual pone en movimiento todo el sistema.

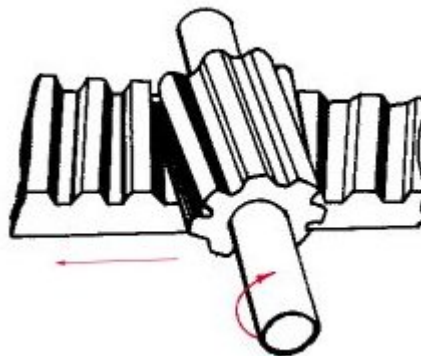


Figura 2.5: Dirección de cremallera

2.1.4 Geometría de dirección

Para que el funcionamiento de la dirección resulte adecuado, es preciso que los elementos que lo forman cumplan unas determinadas condiciones [29].

Aquí es donde entran en juego las cotas de dirección o geometría de dirección, mediante las cuales, se logra que las ruedas obedezcan fácilmente al volante de dirección y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno o al efectuar una frenada, resultando así la dirección segura y de suave manejo.

Las cotas que determinan la geometría del sistema de dirección son:

- Ángulo de caída
- Ángulo de salida
- Ángulo de avance
- Ángulo de convergencia
- Cotas conjugadas

2.1.4.1 Ángulo de caída (γ)

Es el ángulo que forma la mangueta con una línea horizontal situada en el plano vertical que pasa por este eje [40].

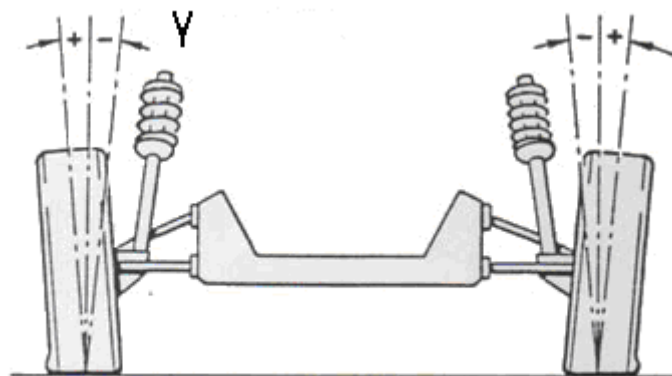


Figura 2.6: Ángulo de caída

En el dibujo anterior se observa que cuando la parte superior de las ruedas se encuentran más alejadas, este ángulo toma valor positivo, y negativo en caso contrario.

La finalidad del ángulo de caída es hacer que la zona del neumático que está en contacto con el suelo quede lo más cerca posible de la línea que pasa por el eje de la articulación, visto el vehículo desde su parte delantera [19]. Por lo que desplaza el peso del vehículo que gravita sobre este eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los que se apoya la rueda. Reduciendo también los esfuerzos y oscilaciones excesivas producidas por el terreno que puedan influir en los elementos de dirección de manera perjudicial.

El desgaste del neumático también está ligado a este ángulo. Si la caída es muy positiva, el desgaste se verá más favorecido por la zona exterior del neumático, y si es muy negativo, por la zona interior.

En vehículos de tracción delantera, este ángulo oscila entre los 0° y -1° , y en tracción trasera, entre $+1^\circ$ y $+3^\circ$.

La diferencia máxima admisible entre ruedas es de $\frac{1}{4}$ de grado para evitar la desviación del vehículo sobre línea recta.

2.1.4.2 Ángulo de salida (δ)

Es la proyección sobre un plano perpendicular al plano longitudinal de simetría del vehículo del ángulo agudo que forma con la vertical el eje de giro real o ficticio de la mangueta [40].

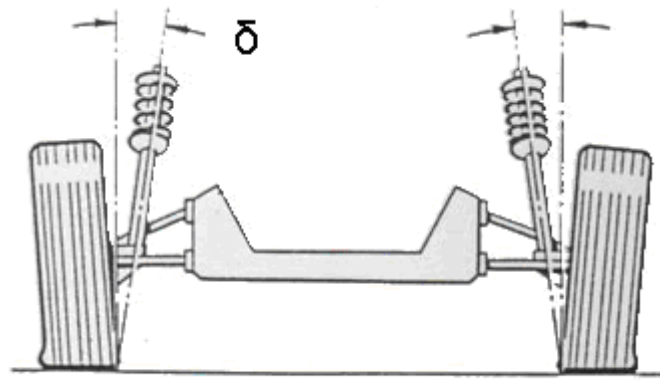


Figura 2.7: Ángulo de salida

Este ángulo está íntimamente relacionado con el esfuerzo a realizar con el volante para orientar las ruedas, ya que la disposición del pivote sobre el que se mueve la mangueta reduce este esfuerzo.

De la inclinación del eje del pivote resultan fuerzas de retroceso, las cuales, después del paso en curva, hacen volver las ruedas a la posición de línea recta que tenían según el sentido de la marcha. Esto es debido a que al orientar la rueda para tomar una curva, como gira sobre el eje de pivote y éste está inclinado. La rueda tiende a hundirse en el suelo, y como no puede hacerlo, es la carrocería la que se levanta, oponiéndose a esto su propio peso, por lo cual, en cuanto se suelte el volante de la dirección, el peso de la carrocería hará volver la rueda a su posición de línea recta.

Además, el ángulo de salida minimiza el efecto de las irregularidades de la carretera en el ensamblaje del conjunto de dirección.

Los valores más comunes que se manejan están comprendidos entre 5° y 7°.

2.1.4.3 Ángulo de avance (β)

Se define como la proyección sobre un plano paralelo al plano longitudinal medio del vehículo del ángulo agudo que forma con la vertical el eje de giro real o ficticio de la mangueta [40].

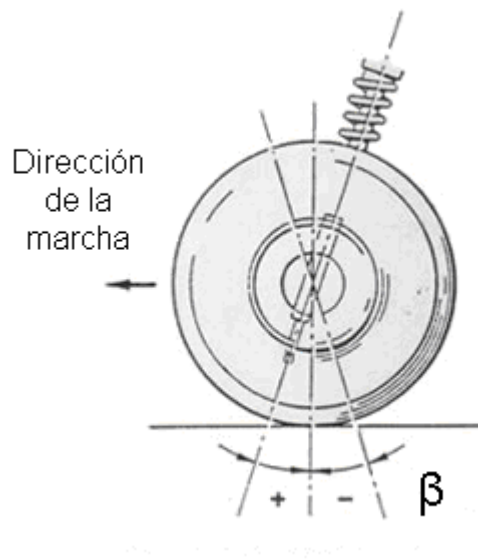


Figura 2.8: Ángulo de avance

El criterio de signos es el que se representa en la figura, es decir, positivo si está situado en posición de avance a la dirección normal a la marcha y negativo en caso contrario.

Con este ángulo se consigue estabilidad y fijeza en la dirección, y en el caso de tomar una curva o como consecuencia de desigualdades en el terreno, se generan un par de fuerzas que obliga a las ruedas a retornar a su posición de línea recta.

El avance debe ser tal, que cumpla la misión encomendada sin perturbar otras condiciones direccionales. Si este ángulo es grande, el par creado también lo es, haciendo que las ruedas se orienten violentamente. Si el ángulo es pequeño o insuficiente, el par de orientación también lo es, haciendo que la dirección se vuelva inestable y dificulte la conducción.

El ángulo de avance suele estar comprendido entre 0 y 4° para vehículos con motor delantero y de 6 a 12° para vehículos con motor trasero.

2.1.4.4 Ángulo de convergencia (α)

El ángulo de convergencia, según [40], se puede definir en términos de longitud y en términos de ángulo.

En el primer caso, se define como la diferencia entre la longitud de la base posterior y de la base anterior del trapecio formado por las extremidades de los diámetros horizontales de los contornos interiores de las llantas correspondientes a un mismo eje.

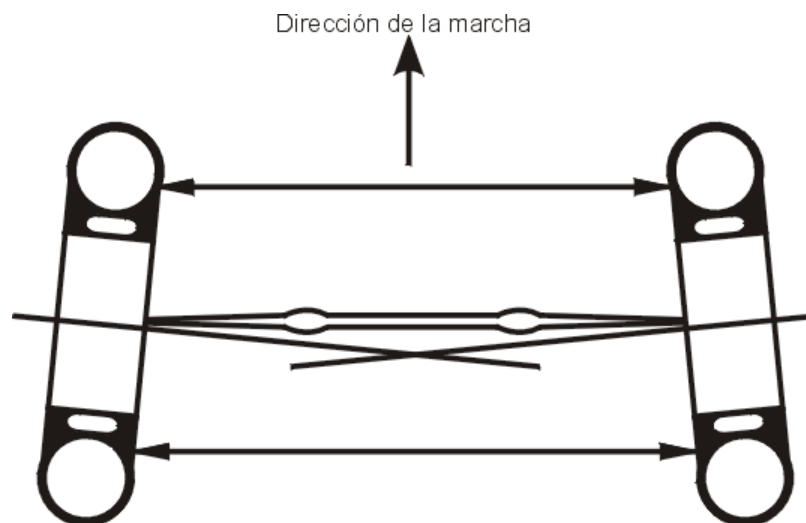


Figura 2.9: Ángulo de convergencia

En términos angulares la convergencia se define como el ángulo que forma el diámetro horizontal de la rueda con el plano longitudinal medio del vehículo, o por el ángulo agudo entre el plano vertical G que pasa por el eje de la mangueta y el plano H perpendicular al plano longitudinal medio del vehículo.

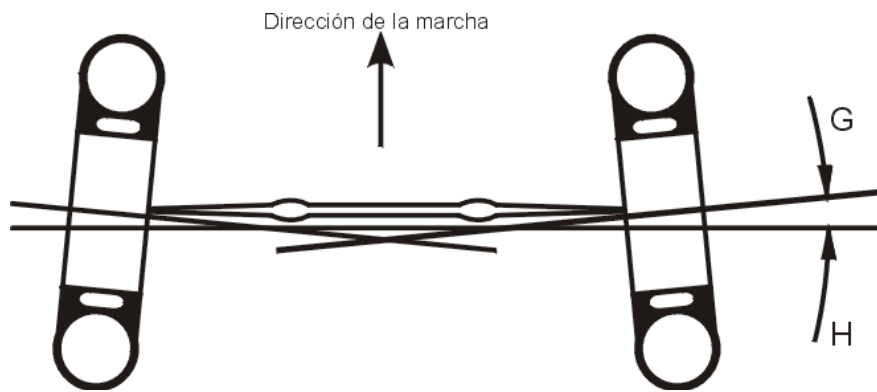


Figura 2.10: Ángulo de convergencia

La convergencia también contrarresta el par de orientación que se forma entre el empuje y el rozamiento de la rueda y que tiende a abrirla, siendo esta la razón de que los coches con propulsión tengan mayor convergencia que los de tracción, en efecto: debido al avance y salida, la prolongación del pivote corta al suelo en un punto mas adelantado y hacia el centro que el de apoyo del neumático. Si el coche lleva propulsión, la fuerza de empuje se transmite a la rueda delantera a través del pivote y la de resistencia se aplica en el punto de contacto del neumático, esto origina un par de giro que tiende a abrir las ruedas delanteras, cosa que no ocurre en vehículos con tracción ya que la fuerza se aplica en el punto de contacto.

El valor de esta convergencia viene determinado por los valores de las cotas de caída, salida y avance.

El que el valor de la convergencia pueda ser positivo o negativo (divergencia) depende de los valores que tengan los ángulos de caída, salida y, además, de que el vehículo sea de tracción delantera o propulsión trasera.

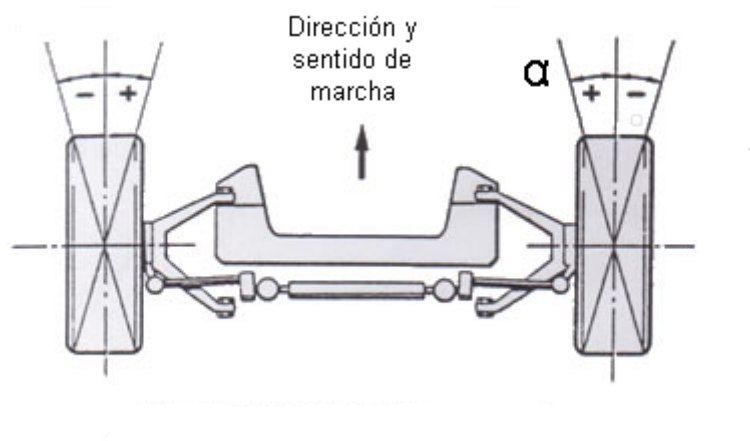


Figura 2.11: Ángulo de convergencia positivo-negativo

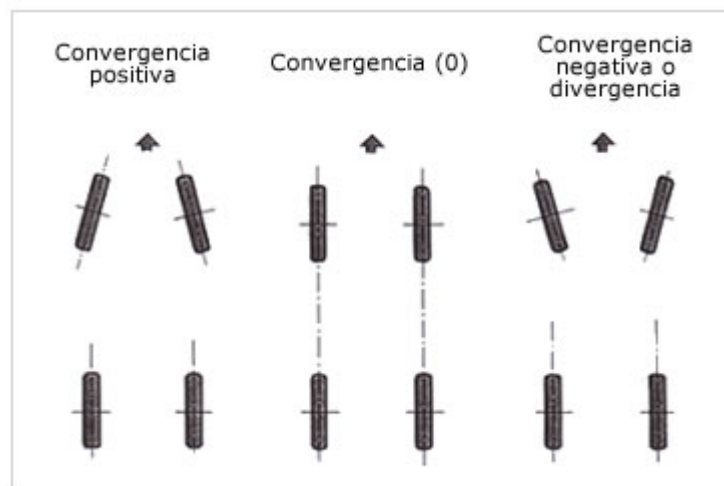


Figura 2.12: Tipos de convergencia

Una convergencia excesiva, al producir mayor tendencia en la orientación de las ruedas para seguir la trayectoria en línea recta, produce un desgaste irregular en los neumáticos que se manifiesta por el desgaste lateral que se produce en su banda de rodadura.

- En los vehículos de tracción trasera se crea un par de fuerzas originado por la resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras que tiende a abrirlas, por lo que para mitigar este efecto el ángulo de convergencia pasa a ser positivo.

- En los vehículos de tracción delantera ocurre todo lo contrario, por lo que el ángulo de convergencia es negativo.

2.1.4.5 Cotas conjugadas

Es la suma del ángulo de caída y de salida, también denominado ángulo comprendido [29].

Las cotas de salida y caída hacen que el avance corte a la línea de desplazamiento por delante y hacia la derecha de punto (A). De ello resulta que, para vehículos de propulsión trasera, el empuje que se transmite al eje delantero pase de éste a la rueda por el pivote, teniendo su punto de tiro en la rueda sobre el punto (B). Como la resistencia de rodadura actúa sobre su punto de apoyo (A), resulta un par de fuerzas que tiende a abrir la rueda por delante, debiendo dar una convergencia a la rueda para corregir esta tendencia.

La convergencia será tanto mayor cuanto más adelantado y hacia la derecha se encuentre el punto (B). Esta posición viene determinada por los ángulos de caída, salida y avance, lo que quiere decir que la convergencia depende directamente de estas tres cotas.

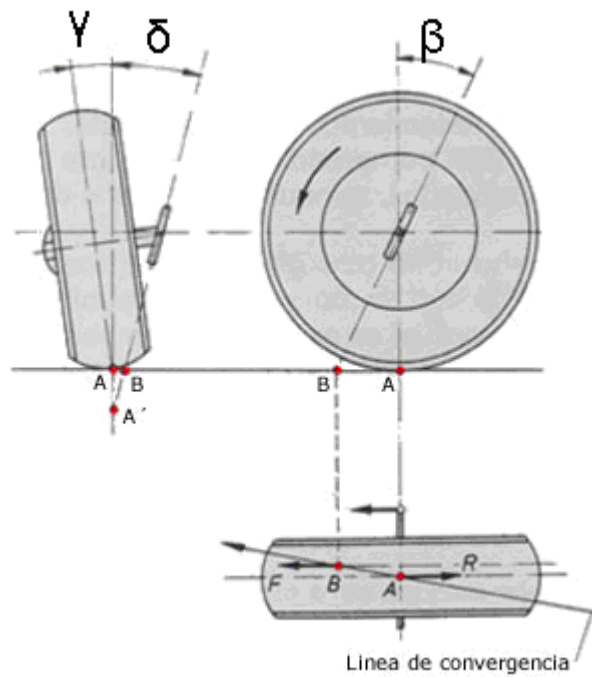


Figura 2.13: Cotas conjugadas y sus efectos sobre la orientación de las ruedas

En vehículos con tracción delantera, la fuerza de empuje está aplicada en el mismo punto de apoyo de la rueda, siendo las ruedas traseras remolcadas sin ejercer efecto alguno sobre la dirección. No obstante, se les da un pequeño avance para mantener estable la dirección resultando, junto a las cotas de salida y caída, una convergencia que pueda ser positiva o negativa.

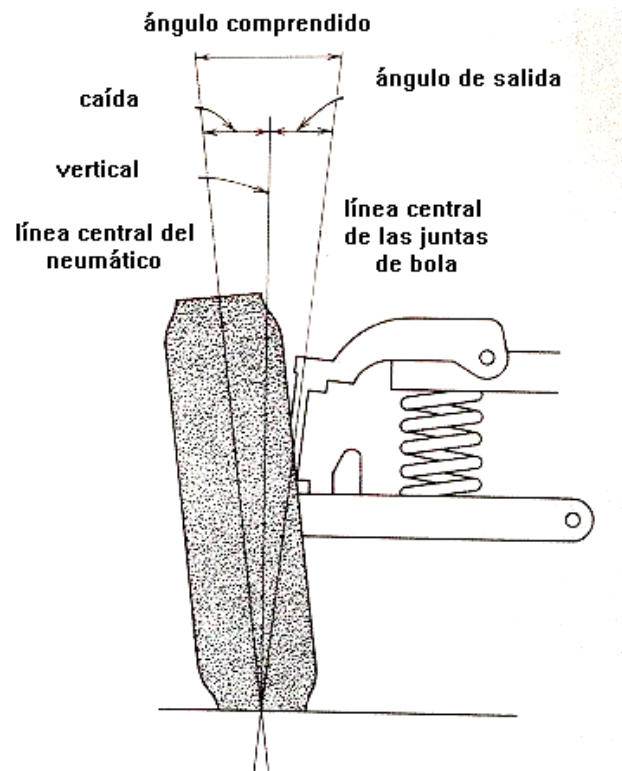


Figura 2.14: Ángulo comprendido

Este ángulo comprendido permite reducir los efectos de reacción del suelo sobre las ruedas, aplicar las cargas sobre el rodamiento interior del buje y disminuir el desgaste de las rótulas y rodamientos de la mangueta.

2.1.5 Influencia de la suspensión y de los neumáticos

Las cotas de dirección pueden verse alteradas por aspectos como pueden ser el tipo de suspensión o las características del neumático [29].

Los tipos de suspensión que podemos destacar son: dirección sobre eje rígido (se utiliza una barra de acoplamiento única que va unida a los brazos de la rueda y a la palanca de ataque o palanca de mando) o suspensión independiente (suspensión independiente para cada rueda).

La influencia del neumático, en este aspecto, viene caracterizada por su grado de uso y su presión.

Un neumático con presión baja es el peor defecto que puede permitirse en las ruedas en cuanto a su economía. Además de desgastarse desigualmente por los bordes de la banda de rodadura, la destrucción es muy rápida por la gran deformación a que está sometida la cubierta que, al rodar, produce tensiones y deformaciones con roces en los flancos que elevan su temperatura produciendo el corte de los tejidos que sirven para reforzar la goma.

Una presión excesiva hace que la dirección sea más suave, pero aumenta las trepidaciones y aumenta la fatiga en todas las articulaciones, desgastando la cubierta desigualmente por el centro de la banda de rodadura.

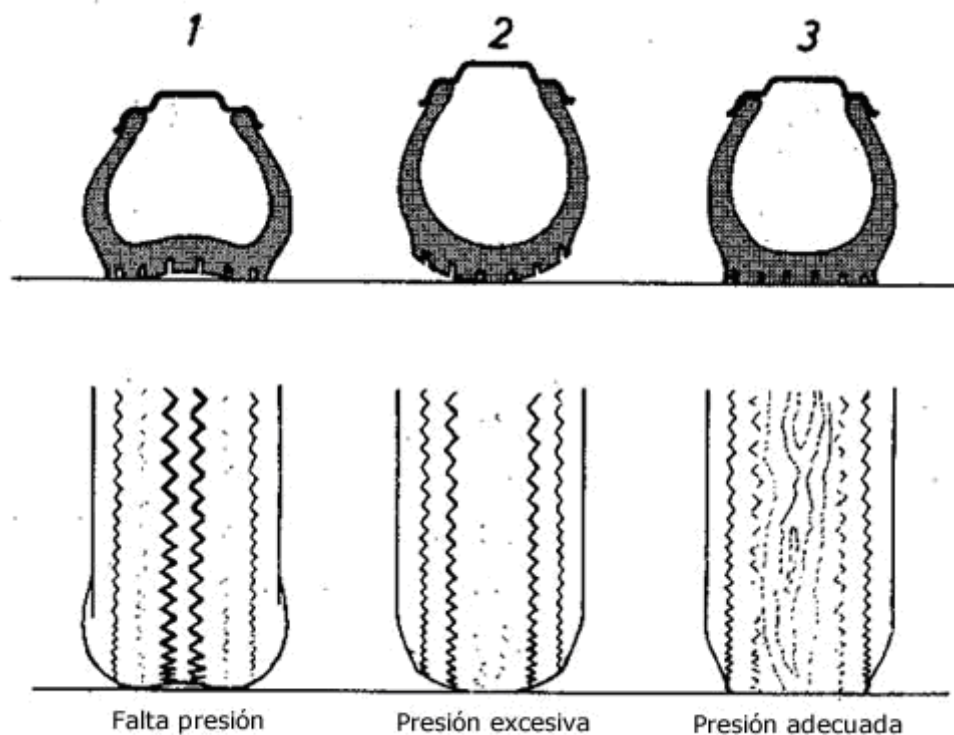


Figura 2.15: Efecto de la presión de inflado en el desgaste de los neumáticos

Los defectos en la alineación de las ruedas influyen mucho en el desgaste rápido y desigual de las cubiertas e incluso con la sola observación de una rueda prematuramente desgastada, un técnico puede deducir aproximadamente la cota o cotas que han dado lugar al desgaste anormal.

En líneas generales podemos decir que, excepto el avance que aunque sea excesivo no produce desgaste de los neumáticos, las otras cotas suelen producir los siguientes:

- Una caída anormal tanto positiva como negativa, crea en el neumático diámetros variables lo que hace que los bordes de la banda de rodadura del neumático con el diámetro más pequeño se desgaste con mayor rapidez (parte exterior con exceso de caída y parte interior con exagerada caída negativa).
- La salida suele ser fija en casi todos los vehículos modernos, e influye en la caída, por lo tanto, si la primera se deforma, los desgastes producidos por la salida son los mismos que los que se deben a la caída.

- La convergencia, por poco que varíe, influye mucho en el desgaste de las cubiertas. Si ésta es pequeña, desgasta la parte interior del neumático derecho y si es superior a la debida desgasta la parte exterior del neumático izquierdo, en vehículos con conducción por la izquierda y lo contrario, en aquellos que ruedan por la derecha. El desgaste debido a esta cota produce un leve reborde que puede apreciarse al tacto.

2.1.6 Comprobación de las cotas de dirección

Así pues, salvo deformación aparente por largo uso, carga excesiva o golpe, las cotas que deben comprobarse son: avance, caída, y convergencia, y precisamente por este orden, pues cada una influye en las siguientes. Si se tiene cuidado de no dar golpes de refilón a las ruedas contra los bordillos, piedra grandes, etc., no es fácil que se desregle la dirección por torceduras del eje o doblado de las bielas y palancas de la dirección, y, por tanto, el ajuste se limitará casi siempre a la convergencia, la más sencilla de medir y corregir [29].

La convergencia al ser una cota resultante directa de las otras tres cotas (salida, caída y avance), cualquier variación en cualquiera de ellas produce una desviación en la convergencia. Siendo esta cota la única fácil de corrección en el vehículo, para pequeñas desviaciones en la cotas de salida, caída y avance, en muchos talleres ante la dificultad de corrección en ellas se actúa corrigiendo la convergencia para compensar el efecto conjugado del conjunto.

Los síntomas que denuncian alteración de las cotas y que aconsejan revisión especial son los siguientes:

- Desgaste de las cubiertas más acentuado en una mitad de la banda de rodadura que en la otra: la causa será un ángulo de caída excesivo si el desgaste es hacia afuera del vehículo; si es por el lado de dentro, caída insuficiente.

- Un achaflamiento con desgaste en borde afilado, si éste queda hacia dentro del vehículo, denota exceso de convergencia; si es por fuera, falta de convergencia.

2.2. El neumático

2.2.1 Introducción

La totalidad de los vehículos de carretera y gran parte de los que se mueven fuera de ella (extraviarios) utilizan ruedas neumáticas, cuyos cuatro elementos fundamentales son: llanta, cubierta, cámara y aire a una cierta presión, para proporcionar la rigidez necesaria al conjunto [21].

En los vehículos automóviles modernos todas las fuerzas presentes durante la marcha, excepto las aerodinámicas, se producen en la zona de contacto entre el neumático y la calzada [23]. Un aspecto esencial para el entendimiento de la dinámica vehicular es el conocimiento de los neumáticos, sus condiciones de funcionamiento y las fuerzas o momentos que se generan en la zona de contacto de los mismos con el suelo.

Por neumático entenderemos la cubierta y en su caso la cámara (si está incorporada a la cubierta), sometido a una cierta presión interior y montado sobre la correspondiente llanta.

Los neumáticos son de gran importancia en el comportamiento dinámico de este. Todas las fuerzas exteriores que actúan sobre el vehículo, a excepción de las aerodinámicas, son aplicadas a través de los neumáticos. Sus funciones principales son:

- Soportar la carga vertical y amortiguar las perturbaciones del terreno.
- Desarrollar las fuerzas longitudinales necesarias para la aceleración y el frenado.
- Desarrollar las fuerzas laterales para describir diferentes trayectorias.

2.2.2 Partes principales

Los neumáticos tienen 4 partes principales:

- *Banda de rodadura.* Es la superficie de apoyo del neumático, formada por una gruesa capa de goma marcada por los dibujos o surcos que permitirán la evacuación del agua y mejorar la tracción y frenado en superficies mojadas o irregulares.
- *Flancos o laterales del neumático.* Ofrecen una elasticidad imprescindible al neumático para dar confort de marcha, absorbiendo parte de las irregularidades de la carretera. Como norma general, a mayor altura de flanco (mayor "perfil") mayor comodidad.
- *Carcasa.* Formada por varias capas textiles y otros compuestos, colocados de forma específica, forman el armazón del neumático. En función del armazón y tipo de estructura, los neumáticos serán radiales (R) o diagonales (poco usados en la actualidad).
- *Talón.* Formado por 2 aros de alambres trenzados forrados en goma (caucho), y que serán los responsables de unir el neumático a la llanta; es fundamental que ambos (talón y llanta) sean compatibles.

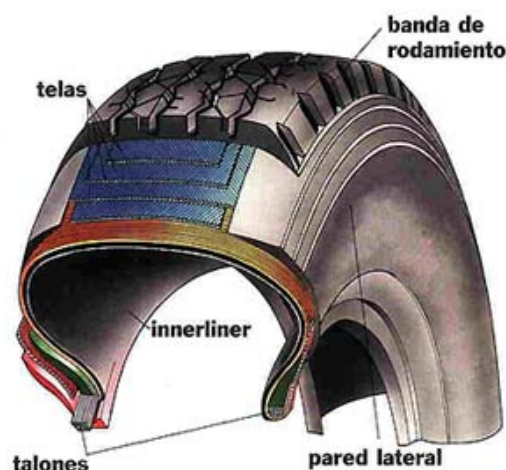


Figura 2.16: Partes del neumático

2.2.3 Tipos de neumáticos

Por su construcción existen dos tipos de neumáticos:

- *Diagonales*. La carcasa está formada por un cierto número de lonas cuyos cables se orientan alternativamente formando ángulos iguales, y de sentido contrario, con la línea circunferencial media de la propia carcasa. Al trabajar bajo carga, las lonas diagonales se deforman y rozan provocando microdeslizamientos y calentamientos entre la banda de rodamiento y el suelo, siendo una de las principales causas del desgaste y la resistencia a la rodadura [6].
- *Radiales*. Las capas de material se colocan unas sobre otras en línea recta, sin sesgo. Este sistema permite dotar de mayor estabilidad y resistencia a la cubierta.

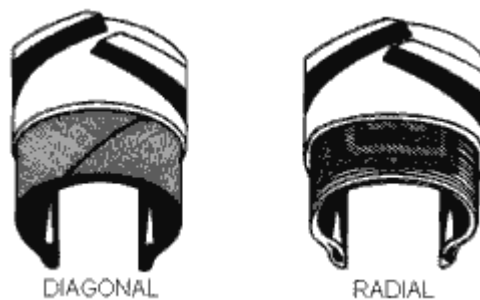


Figura 2.17: Neumático diagonal y radial

Según el uso podemos distinguir:

- *Neumáticos tubetype*. Usan cámara y una llanta específica. No pueden montarse sin cámara. Se usan en algunos 4x4, y vehículos agrícolas.
- *Neumáticos tubeless o sin cámara*. Estos neumáticos no emplean cámara. Para evitar la pérdida de aire, los flancos de la cubierta se "pegan" a la llanta durante el montaje, por lo que la llanta debe ser específica para estos neumáticos. Se emplea prácticamente en todos los vehículos.

2.2.4 Representación de las dimensiones

Las dimensiones de los neumáticos se representan, a modo de ejemplo, de la siguiente forma [21]:

225/50R16 91W

Dónde:

- El primer número identifica el ancho de sección (de pared a pared) de la cubierta, expresado en milímetros.
- El segundo número es el perfil, o altura del lado interior de la cubierta y se expresa en el porcentaje del ancho de cubierta que corresponde al flanco o pared de la cubierta. En algunas cubiertas se prescinde del mismo, considerando que equivale a un perfil 80.
- La "R" indica que la construcción de la carcasa del neumático es de tipo "Radial". Si por el contrario, la construcción fuese de tipo "Diagonal", se utilizaría el símbolo "-".
- El tercer número es el diámetro de la circunferencia interior del neumático en pulgadas, o también, el diámetro de la llanta sobre la que se monta.
- El cuarto número indica el índice de carga del neumático. Este índice se rige por unas tablas en que se recogen las equivalencias en kg del mismo. En el ejemplo el índice "91" equivale a 615 kg por cubierta.
- Finalmente la letra indica la velocidad máxima a la que el neumático podrá circular sin romperse o averiarse. Cada letra equivale a una velocidad y en el ejemplo el código W supone una velocidad de hasta 270 km/h.

En las indicaciones en los laterales de los neumáticos, también se puede leer la fecha de fabricación. Junto a la marca DOT, un grabado de cuatro cifras indica cuando fue creado. Los dos primeros números indican la semana del año, y los dos siguientes, el año de fabricación. Así, un neumático con el código DOT 4909, fue fabricado en la 49ª semana del año 2009.

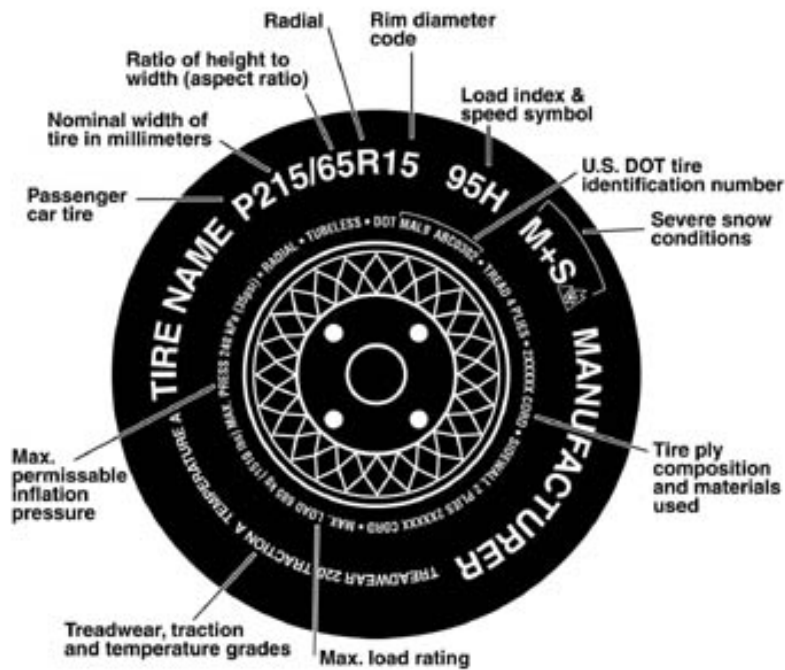


Figura 2.18: Representación de las dimensiones del neumático

2.2.5 Esfuerzos sobre el neumático

Para facilitar una mejor descripción de las fuerzas y momentos que experimenta un neumático bajo condiciones de carga, se utiliza la convención de signos y terminología descrita por la norma SAE [6].

De esta forma, los ejes y elementos geométricos empleados son los descritos a continuación:

- *Eje X*. Es la intersección del plano medio de la rueda y el plano de la superficie de rodadura. El sentido positivo coincide con el de avance del vehículo.
- *Eje Z*. Es perpendicular al plano de la superficie de rodadura y su sentido positivo coincide con el de penetración del suelo.
- *Eje Y*. Es perpendicular a los anteriores y debe formar con ellos un sistema ortogonal a derechas.
- *Plano de rueda*. Plano medio del neumático, perpendicular a su eje de rotación.

- *Centro de la rueda.* Punto de intersección del plano de la rueda y la proyección de su eje de rotación sobre el plano de rodadura.

A continuación se describirán el significado de cada una de las fuerzas y momentos definidos según el sistema de referencia utilizado:

- *Fuerza longitudinal de tracción o frenado (F_x).* Componente respecto al eje X de la fuerza que actúa sobre el neumático, como consecuencia de su interacción con el suelo.
- *Fuerza lateral (F_y).* Componente en la dirección del eje Y de la fuerza que actúa sobre el neumático como consecuencia de su interacción con el suelo.
- *Fuerza normal (F_z):* Componente en la dirección del eje Z de la fuerza que actúa sobre el neumático.
- *Momento de vuelco (M_x):* Es el momento, respecto al eje X, de las fuerzas de contacto que actúan sobre el neumático.
- *Momento de resistencia de rodadura (M_y):* Momento respecto al eje Y. Se opone a la rodadura del neumático al suelo.
- *Momento autoalineante (M_z):* Momento respecto al eje Z.

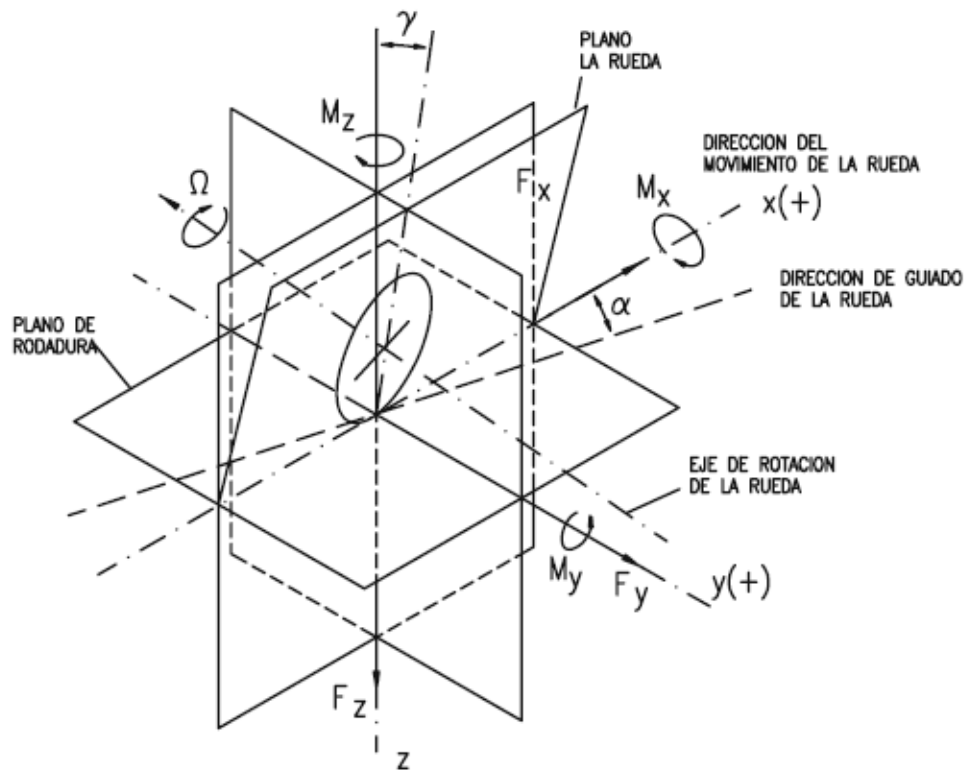


Figura 2.19: Esfuerzos sobre el neumático

2.2.5.1 Fuerzas normales

Las fuerzas estáticas y dinámicas que actúan sobre el neumático, son transmitidas a la superficie de la rodadura a través de la huella de contacto, en la que se genera una presión variable [21].

La distribución de presiones, cuando actúa únicamente la fuerza F_z , es simétrica con respecto a los planos longitudinal y transversal que contienen al centro de la huella y son perpendiculares a la superficie de rodadura.

La carga vertical de un neumático es soportada por el aire a presión y por la carcasa.

La resultante de las fuerzas normales está relacionada con la deformación radial del neumático. La rigidez radial del neumático es un parámetro que caracteriza el comportamiento del neumático en dirección vertical, y depende del tipo de neumático y de la presión de inflado.

Por otra parte, cuando un neumático rueda sobre una superficie dura, sometido a una carga vertical, se produce una deformación radial, provocando una distribución asimétrica respecto al eje Y.

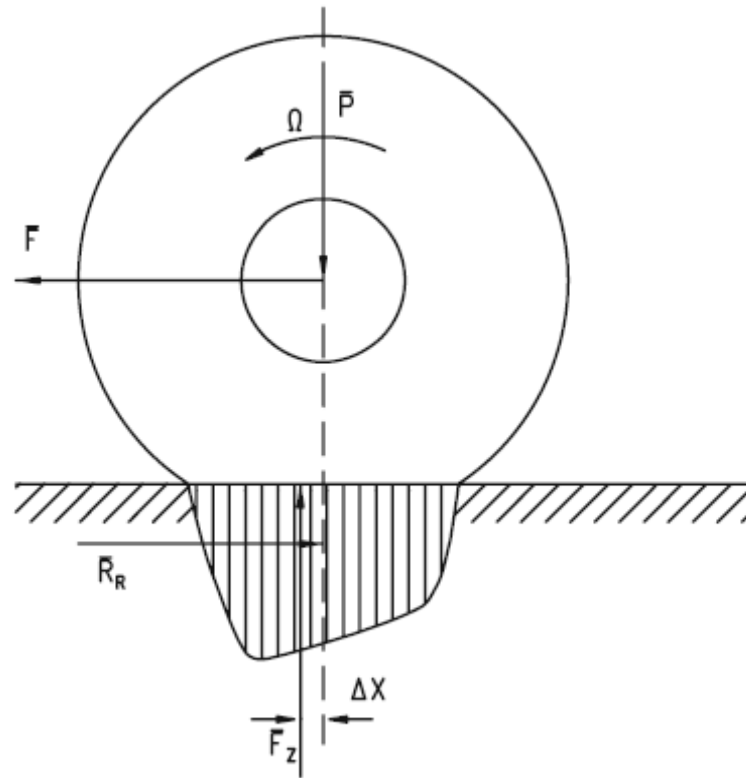


Figura 2.20: Distribución de presiones y resistencia a la rodadura de un neumático rodando sobre una superficie plana y dura.

El centro de presiones y la resultante de fuerzas verticales quedan desplazadas del eje X y hacia adelante, lo que produce un momento alrededor del eje de rotación del neumático, que se opone a su movimiento; a este momento M_y se le denomina momento de resistencia a la rodadura.

Cuando el neumático rueda libremente, sin aplicación de ningún par a su eje, es necesario aplicar una fuerza paralela al plano de rodadura para lograr su movimiento. La condición de equilibrio en dirección longitudinal impone la existencia de una fuerza igual y contraria aplicada en la zona de contacto

neumático-suelo; esta fuerza horizontal resultante es comúnmente conocida como resistencia a la rodadura (R_r) y la relación entre esta fuerza y la carga normal a la superficie de rodadura (P) aplicada a la rueda, se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura ($f_r = R_r/P$). La resistencia a la rodadura está relacionada con una pérdida de potencia que se debe a los siguientes factores: pérdidas por histéresis en el interior de la estructura del neumático, rozamiento entre neumático y superficies de rodadura causado por deslizamientos locales, resistencias debidas al contacto con el aire interior y exterior, aunque este último factor tiene una importancia mucho menor.

2.2.5.2 Esfuerzos tangenciales

TRACCIÓN

Si a un neumático que rueda soportando una cierta carga, se aplica un momento tractor (M_t), en la zona de contacto se generan, junto a las presiones normales, tensiones tangenciales cuya resultante F_x produce, respecto al eje de giro de la rueda, un momento igual y contrario a M_t (Figura 2.21). Ambas acciones antagónicas, sobre el neumático, provocan la deformación de éste, comprimiéndose la banda de rodamiento a la entrada de la zona de contacto, y estirándose a la salida de tal manera que un elemento circunferencial no deformado, de valor Δl , cuando pasa a la zona de contacto habrá reducido su longitud a $\Delta l (1 - \epsilon)$. Debido a esta deformación, el neumático actúa como si la longitud de la banda de rodamiento fuese menor, o lo que es lo mismo, como si su radio fuese más pequeño que el que corresponde a la rodadura libre (sin momento tractor o de frenado). La velocidad de desplazamiento del eje de la rueda, V , será menor que la teórica, Ωr , siendo r el radio del neumático en condiciones de rodadura libre. Esta diferencia de velocidades es considerada como un deslizamiento por deformación, y el valor de dicho deslizamiento (i), se define por:

$$i = 1 - \frac{V}{\Omega \cdot r} = 1 - \frac{r_e}{r}$$

Siendo:

V - velocidad de traslación del eje de la rueda

Ω - velocidad angular de la rueda

r_e - radio efectivo de rodadura del neumático ($r_e < r$)

i - deslizamiento longitudinal

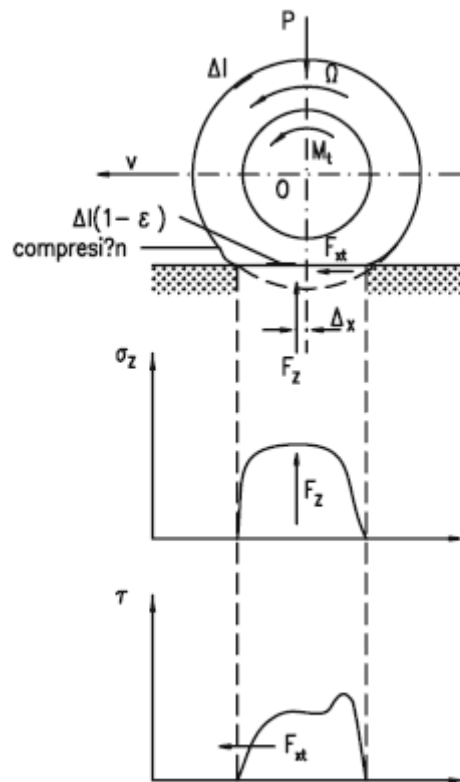


Figura 2.21: Esfuerzos normal y longitudinal de tracción en el neumático

El deslizamiento longitudinal, es un parámetro importante en la generación de esfuerzos longitudinales en la superficie de contacto neumático-suelo. Se denomina coeficiente de esfuerzo de tracción μ_{xt} a la relación entre el esfuerzo F

y la carga P que gravita sobre el neumático, la *Figura 2.22* representa la relación encontrada experimentalmente entre dicho coeficiente y el deslizamiento.

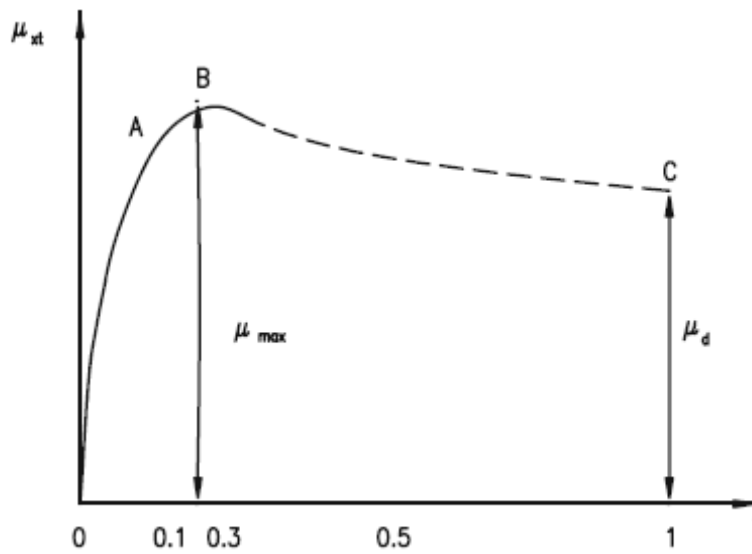


Figura 2.22: Variación del coeficiente de esfuerzo tractor con el deslizamiento longitudinal

Destacan tres zonas y dos puntos, en la curva, que expresan la variación de μ_{xt} con i . La zona OA corresponde a una variación, prácticamente lineal, del coeficiente de esfuerzo tractor con el deslizamiento i ; esto se explica por el hecho de que, por debajo de un cierto valor del esfuerzo tractor, el deslizamiento se debe, exclusivamente, a la deformación elástica de la banda de rodamiento. Si aumenta el par aplicado a la rueda, se iniciará el deslizamiento físico del neumático sobre la superficie de rodadura, lo que sucede en la parte posterior de la zona de contacto. En estas condiciones, la relación entre, μ_{xt} e i deja de ser lineal (zona AB). El deslizamiento físico entre neumático y suelo, se extiende progresivamente a toda la zona de contacto, a medida que aumenta el par aplicado a la rueda, hasta alcanzar a la totalidad de la misma; cuando esto sucede, i aumenta hasta la unidad ($V = 0$, $\Omega \neq 0$), es decir, se produce deslizamiento puro, y el coeficiente de esfuerzo de tracción desciende al valor μ_d . El tránsito desde el punto B al C y del valor μ_{max} a μ_d , sucede en forma muy rápida.

De los datos experimentales, se desprende que el máximo valor de μ_{xt} para un neumático rodando sobre superficie dura, se obtiene cuando el deslizamiento alcanza valores comprendidos entre el 10 al 30%, correspondiendo los valores inferiores a los neumáticos modernos.

FRENADO

Si se aplica a la rueda un par de frenado M_f , el efecto sobre la banda de rodamiento es opuesto al descrito antes, cuando se consideraba aplicado un par de tracción, es decir, se producirá un alargamiento a la entrada de la zona de contacto y una deformación por compresión a la salida. (Figura 2. 23).

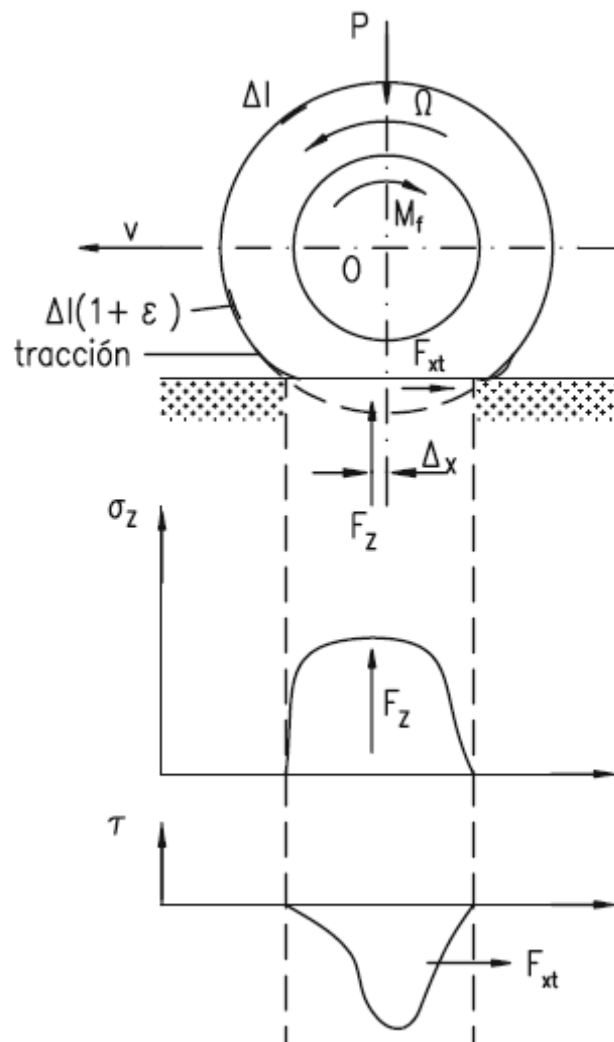


Figura 2.23: Neumático sometido a esfuerzo normal y longitudinal de frenado

En estas condiciones, la rodadura del neumático se produce como si su diámetro fuese mayor que el correspondiente a rodadura libre, bajo la misma carga. La velocidad de desplazamiento del eje de la rueda (V), será superior a la correspondiente a rodadura libre ($r\Omega$). Ahora el deslizamiento será i_p :

$$i_p = 1 - \frac{r \cdot \Omega}{V} = 1 - \frac{r}{r_e}$$

Puede apreciarse en esta expresión que cuando $i_p = 1$ (ó $i_p = 100\%$),

$\Omega = 0$, la rueda está bloqueada y se produce deslizamiento puro.

Se denomina coeficiente de esfuerzo de frenado μ_{xf} , a la relación entre el esfuerzo de frenado y la carga normal que actúa sobre el neumático. La variación de este coeficiente, con el patinaje, es similar a la expresada en la *Figura 2. 22*, entre el coeficiente de esfuerzo tractor y el deslizamiento.

COEFICIENTE DE ADHERENCIA .VALOR MÁXIMO Y VALOR DE DESLIZAMIENTO PURO

El coeficiente de esfuerzo longitudinal de tracción o frenado puede adquirir valores comprendidos entre 0 y μ_{max} cuanto aumenta el valor de la fuerza F_x .

Dicho valor μ_{max} corresponde al valor máximo de la adherencia entre el neumático y la superficie de rodadura, el cual depende de diversos factores que se analizarán más tarde. Una vez superado este límite, el deslizamiento entre el neumático y la superficie de rodadura se extiende de una forma casi instantánea a toda la huella de contacto y disminuye hasta un valor μ_d (coeficiente de adherencia en deslizamiento).

Los valores del coeficiente de adherencia, están influidos por diversos factores, que podemos agrupar en internos (relacionados con el propio neumático y el vehículo) y externos o relativos al ambiente en que se mueve, especialmente la naturaleza y estado de la calzada.

Los principales factores internos que afectan a μ_{max} son:

- Velocidad de marcha
- Dibujo de la banda de rodamiento
- Carga normal sobre la rueda

Los principales factores externos, son los relacionados con la calzada:

- Naturaleza
- Estado de humedad superficial
- Estado de limpieza.

Por último, un factor dependiente de la marcha del vehículo y de los factores externos (aire y trayectoria) es la acción simultánea de esfuerzo tangencial y transversal (F_y) en la huella de contacto.

Cuando se solicita la superficie de contacto neumático suelo con una componente de fuerza de adherencia en dirección transversal (F_y), además de la longitudinal (F_x), el coeficiente total de adherencia será:

$$\mu = \frac{F_t}{F_z} = \sqrt{\frac{F_x^2}{F_z^2} + \frac{F_y^2}{F_z^2}} = \sqrt{\mu_x^2 + \mu_y^2}$$

El nivel de adherencia disponible se puede expresar gráficamente mediante la denominada elipse de adherencia (*Figura 2. 24*):

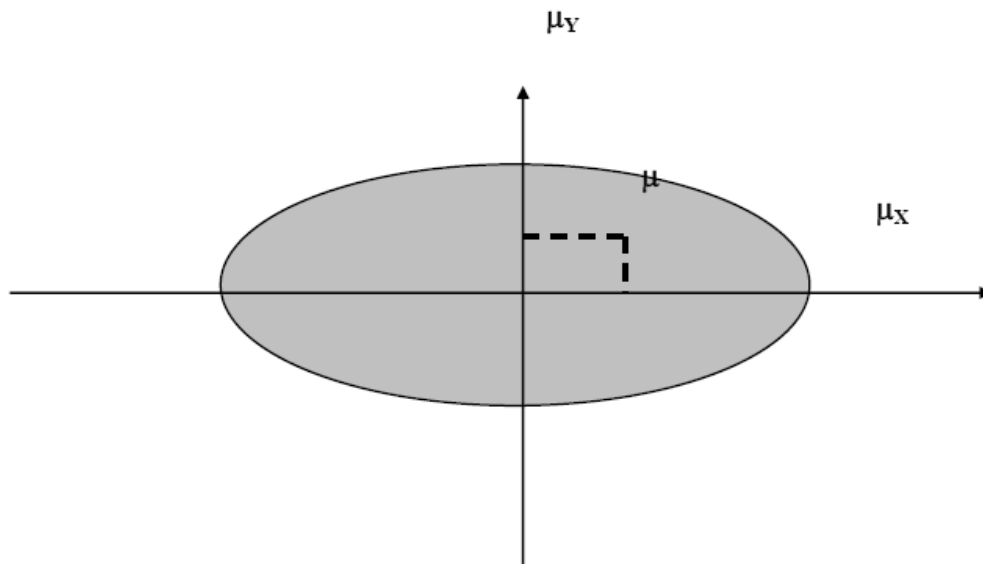


Figura 2.24: Elipse de adherencia

La zona de seguridad es la que se encuentra en el interior de la elipse. La adherencia disponible se reparte, para cada punto del interior, entre el coeficiente de adherencia longitudinal (μ_x) y el lateral (μ_y). Cuando la exigencia de adherencia en una dirección es tal que supera el límite disponible, lo cual puede suceder en una frenada severa, en la dirección perpendicular (lateral) la adherencia prácticamente se anula, produciéndose el desplazamiento lateral del eje con los consiguientes:

Inestabilidad direccional (bloqueo de ruedas traseras de un vehículo de dos ejes); pérdida de control direccional (bloqueo de ruedas delanteras); efecto “tijera” (bloqueo de ruedas delanteras traseras del tractor en un vehículo con semirremolque), etc.

Es decir, si un neumático rueda sometido exclusivamente a fuerzas verticales (carga) y longitudinales (tracción o frenado), la dirección del movimiento coincide con el eje X, contenido en el plano medio de la rueda. Cuando además de estas fuerzas, actúa una fuerza lateral (F_l) en dirección perpendicular al referido plano de la rueda, debido a la aceleración centrífuga en curvas o al empuje del aire, o a la apropiada geometría del neumático, el movimiento real del neumático respecto al suelo, se produce siguiendo una trayectoria que forma un ángulo α (ángulo de deriva) con el plano de la rueda (*Figura 2. 25*).

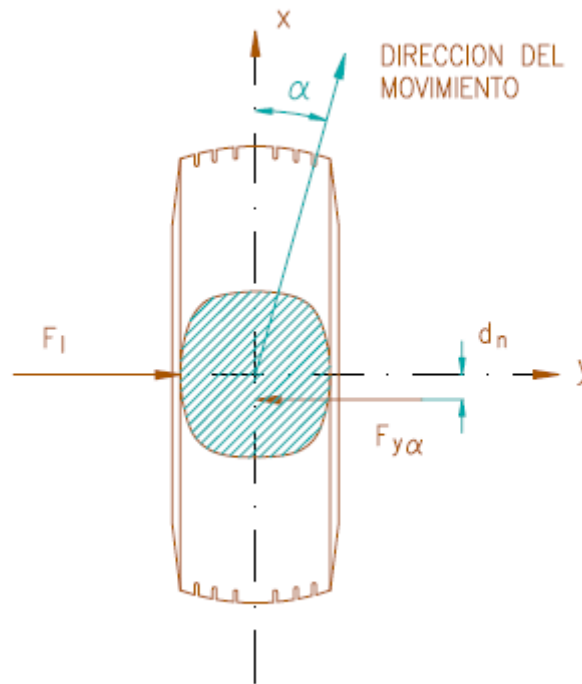


Figura 2.25: Comportamiento del neumático sometido a cargas laterales

2.2.5.3 Resistencia a la rodadura

Cuando un neumático rueda sobre una superficie dura, sometido a una carga vertical, se produce, como antes se indicó, una deformación radial de cierta importancia. La distribución de presiones en la superficie de contacto no es simétrica respecto del eje Y (Figura 2.20) [21].

El centro de presiones y la resultante de fuerzas verticales quedan desplazadas del eje X y hacia delante, lo que produce un momento alrededor del eje de rotación del neumático, que se opone a su movimiento; a este momento M_y se le denomina momento de resistencia a la rodadura.

Cuando el neumático rueda libremente, sin aplicación de ningún par en su eje, es necesario aplicar una fuerza paralela al plano de rodadura para lograr su movimiento. La

condición de equilibrio en dirección longitudinal impone la existencia de una fuerza igual y contraria aplicada en la zona de contacto neumático-calzada; esta fuerza horizontal resultante es comúnmente conocida como resistencia a la rodadura (F_r) y la relación entre esta fuerza y la carga normal a la superficie de rodadura aplicada a la rueda (F_z), se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura ($f_r = \frac{F_r}{F_z}$). La

resistencia a la rodadura está relacionada con una pérdida de potencia que se debe a los siguientes factores: pérdidas por histéresis en el interior de la estructura del neumático, rozamiento entre neumático y superficies de rodaduras causado por deslizamiento locales, resistencias debidas al contacto con el aire interior y exterior, aunque este último factor tiene una importancia mucho menor. Algunos resultados experimentales han puesto de manifiesto, que en el intervalo de velocidades de 128 a 152 km/h, las pérdidas se distribuyen de la siguiente manera: debido a la histéresis interna, 90-95%; debido al rozamiento neumático-suelo 2-10%; debido a la resistencia del aire 1,5-3%.

Como se indicó antes, la histéresis causa la mayor proporción de pérdidas de energía en forma de calor; en consecuencia, los factores que más afecten a este tipo de pérdida serán también los que más influyan en la resistencia a la rodadura. Los principales son la velocidad y la deformación.

Podemos clasificar estos factores en los siguientes grupos:

a) De diseño y construcción del neumático

- Tipo de estructura
- Espesor de la banda de rodamiento y cinturón en su caso
- Materiales: tejidos y compuestos
- Diámetro

b) Condiciones operativas

- Velocidad

- Presión de inflado
- Carga
- Temperatura
- Esfuerzos longitudinales

c) Características de la superficie de rodadura

- Dureza
- Lisura
- Contaminantes y humedad

El gran número de factores que influyen sobre la resistencia a la rodadura, hace difícil el establecimiento de expresiones matemáticas que los tengan en cuenta todos. Se han propuesto algunas relaciones empíricas, en base a resultados experimentales, que tienen en cuenta los factores más influyentes como la velocidad o la presión de inflado; así por ejemplo, para neumáticos de turismo, sobre pavimento de hormigón, el coeficiente de resistencia a la rodadura puede calcularse por la ecuación:

$$f_r = f_0 + f_s \cdot \left(\frac{V}{100} \right)^{2.5}$$

Donde V representa la velocidad en km/h; f_0 y f_s son parámetros que dependen de la presión de inflado.

Como orientación, se ofrecen algunos valores de este coeficiente para turismos, en función de la naturaleza del suelo o calzada:

- Para una superficie de hormigón o asfalto: $f_r = 0,015$
- Para una superficie de dureza media: $f_r = 0,08$
- Para una superficie de arena: $f_r = 0,3$

CAPÍTULO 3

ESTUDIO ANALÍTICO

3.1 Introducción

En este capítulo se aborda el cálculo de un modelo matemático para los esfuerzos que se originan entre el neumático y la calzada de un vehículo automóvil. Para este estudio se considera el sistema físico formado por el eje pivote, la mangueta, la rueda y el suelo donde apoya. Siendo necesaria una aproximación tanto del sistema físico como de las cargas que actúan en él.

Los esfuerzos tendrán una componente estática originada por el propio peso del vehículo y otra componente dinámica como consecuencia de las fuerzas necesarias para su desplazamiento.

El modelo que se busca está compuesto por diferentes ecuaciones matemáticas que responden a las fuerzas y momentos originados en el contacto neumático-suelo, y que dependerán de algunas variables presentes en el sistema como son el peso del vehículo, los ángulos de dirección o las dimensiones de algunos elementos físicos.

La base de este estudio se apoya en la mecánica del sólido rígido y en el equilibrio de fuerzas principalmente, siendo las condiciones de cálculo las siguientes:

- El movimiento del vehículo es un movimiento rectilíneo uniforme, por lo que tanto las aceleraciones lineales como angulares son nulas y deberá por lo tanto cumplirse el equilibrio, tanto de fuerzas como de momentos.
- El patinamiento es nulo como consecuencia de las bajas velocidades que se describen (entorno a los 4 km/h) y de la distancia recorrida. Esto permite afirmar que el centro instantáneo de rotación se encuentra en la intersección entre rueda y suelo.
- El centro de masas de la rueda coincide con el eje de la misma, considerándose que la distribución de la masa es homogénea entorno al mismo.

- El ángulo de deriva y las fuerzas debidas a este son nulas ya que el movimiento no está sujeto a ninguna fuerza lateral adicional.

3.2 Esfuerzos estáticos

La componente estática de los esfuerzos entre neumático y calzada proceden principalmente de las cargas originadas por el peso del vehículo.

Debido a la dificultad que entraña estudiar directamente el sistema real, se necesita una aproximación tanto del sistema físico como de la carga responsable de estos esfuerzos.

3.2.1 Sistema físico aproximado

El sistema físico donde actúan las cargas que dan origen a los esfuerzos estáticos presentes entre neumático y calzada está compuesto por la rueda, la mangueta, el eje pivote y la superficie donde apoya el neumático. Únicamente se considera en este estudio las cargas procedentes del propio peso del vehículo.

La orientación espacial de los diferentes elementos del sistema viene dado por los ángulos de dirección explicados en el estado de arte (ángulo de caída, ángulo de avance, ángulo de salida y ángulo de convergencia).

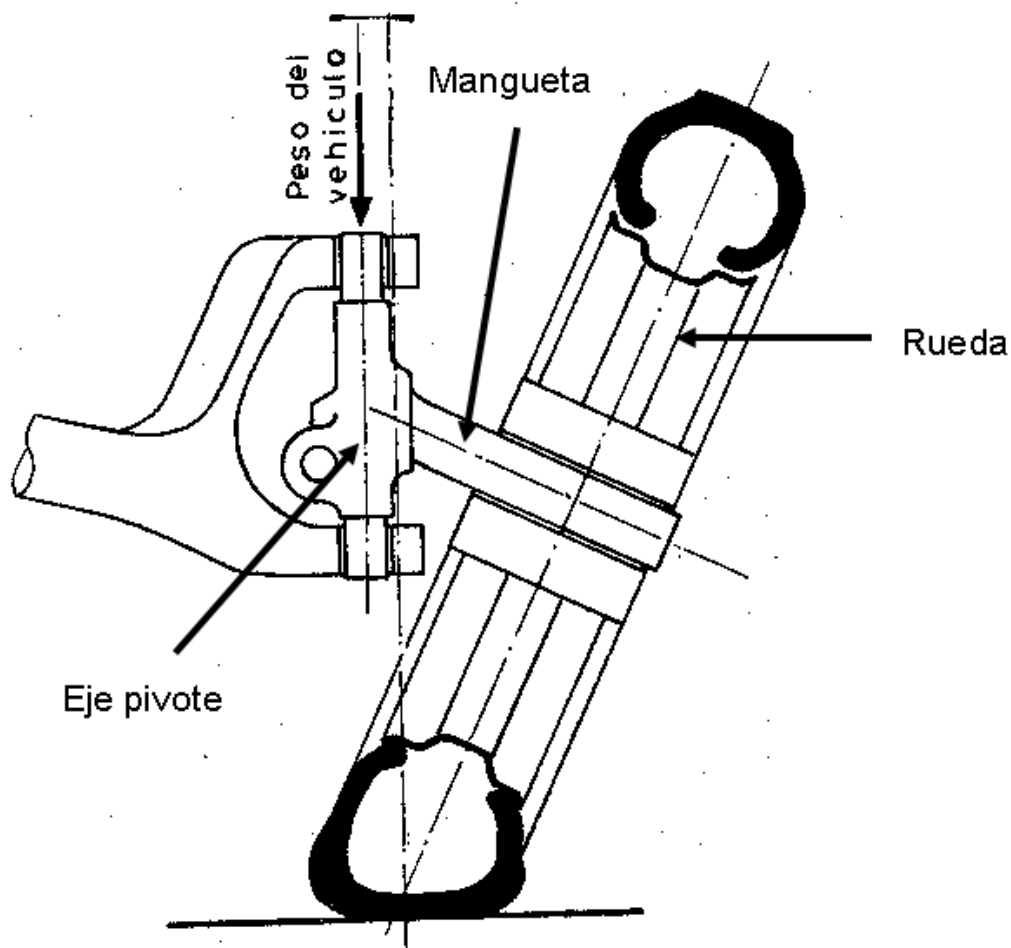


Figura 3.1: Representación del sistema físico

Cada constituyente del sistema está fabricado y compuesto por diferentes materiales y elementos que otorgan un comportamiento característico frente a la resistencia y las deformaciones provocadas por los esfuerzos que tienen que transmitir y soportar. Influyen en su distribución de masa, directamente relacionada con la posición de los centros de gravedad, dificultando igualmente el estudio que se persigue.

Un ejemplo característico es la rueda de un vehículo automóvil, compuesta por una parte metálica y el neumático. La parte metálica formada por la llanta, el disco y el cubo debe soportar el neumático y transmitir los esfuerzos desde el cubo a la llanta a través de sus radios (considerando este estudio en particular, ya que también los esfuerzos pueden derivar en función del estado en el que se encuentre la calzada o de otras condiciones externas). Mientras que el neumático, compuesto principalmente por caucho y aire a presión, es el encargado de transmitir estos esfuerzos al suelo.

El neumático presentará una distribución de masa muy heterogénea, y una resistencia y capacidad de deformación difícilmente comparable con los elementos metálicos. De esta manera se tiene en cuenta los errores que pudieran derivar al considerar una distribución de masas homogénea entorno al mismo, según las condiciones de cálculo preestablecidas anteriormente.

Ante la dificultad que todo esto entraña, se propone aproximar y simplificar el sistema físico real en base a la semejanza con una estructura. De esta forma, se considera elemento “barra” la rueda, la mangueta y el eje pivote (teniendo en cuenta lo que esto supone: una distribución homogénea de masa de todos los elementos y sus respectivos centros de masa coincidentes con sus ejes); mientras que sus uniones serán “soldadura” entre la mangueta y la rueda (en el sistema físico real se puede asemejar este tipo de unión entre la mangueta y la rueda), “articulación” entre la mangueta y el eje pivote (también similar a lo que sucede en la realidad), y la rueda se considera “empotrada” en la superficie de contacto (teniendo en cuenta que el sistema físico es estático, y por consiguiente, se asume la inexistencia de cualquier tipo de movimiento entre neumático y calzada).

Al tratarse de un sistema estático, el equilibrio de esfuerzos debe estar presente en todo momento.

A continuación se representa el sistema aproximado visto desde los 3 planos del espacio (alzado, planta y perfil) atendiendo a la orientación espacial que le otorgan los ángulos de dirección.

Se recuerda:

δ = ángulo de salida

γ = ángulo de caída

β = ángulo de avance

α = ángulo de convergencia

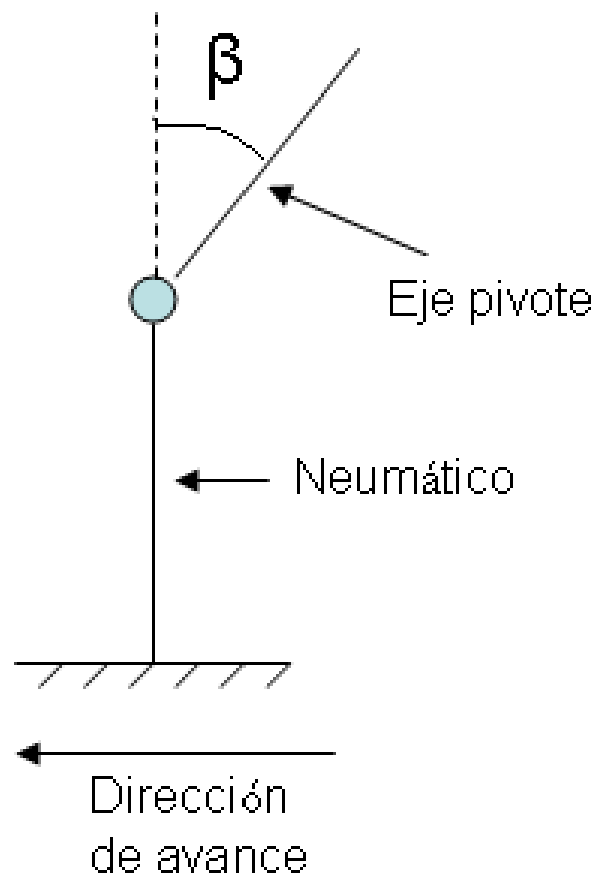


Figura 3.2: Representación del sistema físico aproximado visto de perfil

En la figura 3.2 podemos apreciar la representación del sistema físico aproximado visto de perfil. Se puede observar el posicionamiento del neumático y el eje pivote en función del ángulo de avance y la dirección de avance del vehículo.

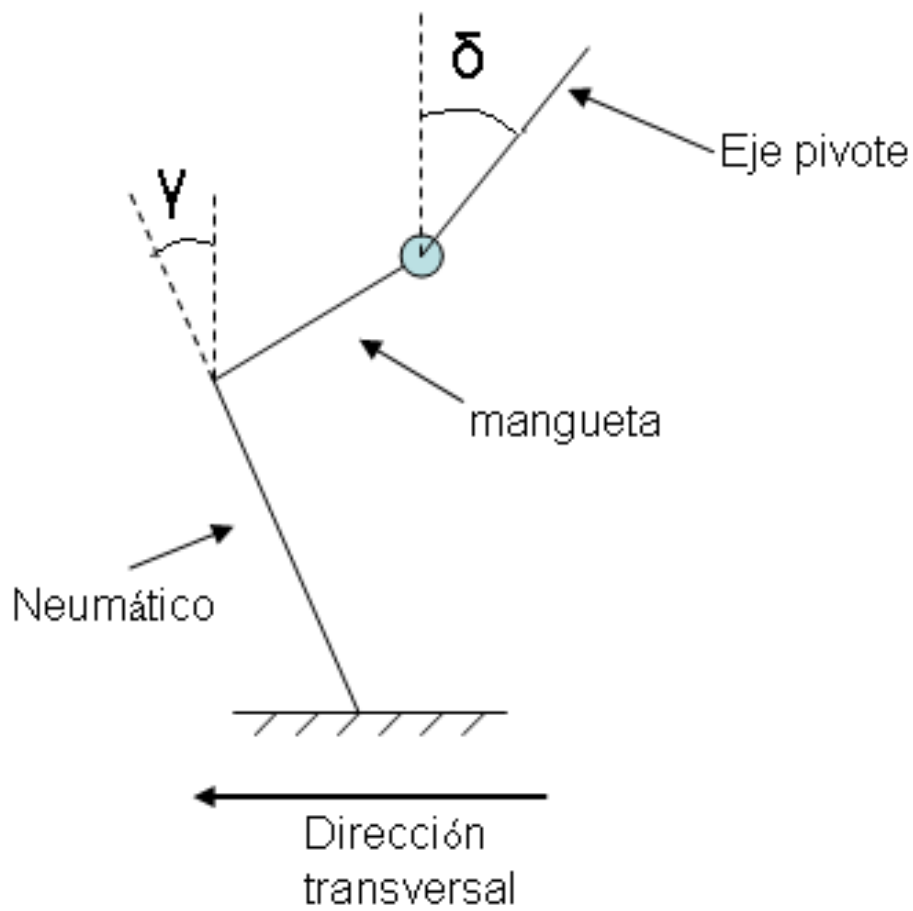


Figura 3.3: Representación del sistema físico aproximado visto en alzado

En la figura 3.3 se distingue la orientación del neumático, la mangueta y el eje pivote desde una vista en alzado donde dominan los ángulos de caída y salida, y su posición con respecto a la dirección perpendicular a la de avance del vehículo.

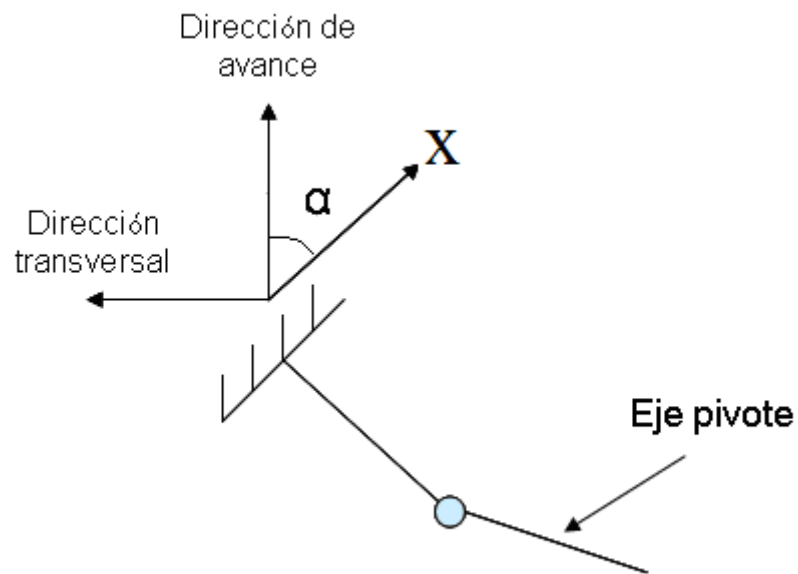


Figura 3.4: Representación del sistema físico aproximado visto en planta

En la figura 3.4, desde una vista en planta, se representa el sistema físico aproximado y su orientación correspondiente en el plano. Se puede distinguir el posicionamiento del eje pivote y la mangueta en función del ángulo de convergencia que lo forman la dirección de avance del vehículo y la dirección del plano medio de la rueda (X). El posicionamiento del eje pivote con respecto a la mangueta se estudiará más adelante, ya que los ángulos de dirección no son suficientes para dar respuesta a esta cuestión.

3.2.2 Carga aproximada del sistema

La carga que recibe el sistema aproximado, responsable de los esfuerzos estáticos, (en adelante denominada “P”) tiene la dirección del eje pivote y es originada por el peso del vehículo. Esta carga es una aproximación, ya que como veremos más adelante, no se pudo medir experimentalmente.

El valor de esta carga deriva del reparto del peso del vehículo entre sus cuatro ruedas atendiendo a la situación del motor dentro del vehículo, ya que conocer la posición del centro de gravedad ayuda a estimar las cargas que reciben tanto el eje delantero como el eje trasero, y consecuentemente, la carga que recibe el sistema físico en estudio.

A continuación se detalla de forma esquemática dónde se sitúa el centro de gravedad de un vehículo en el caso de que sea tracción trasera o tracción delantera.

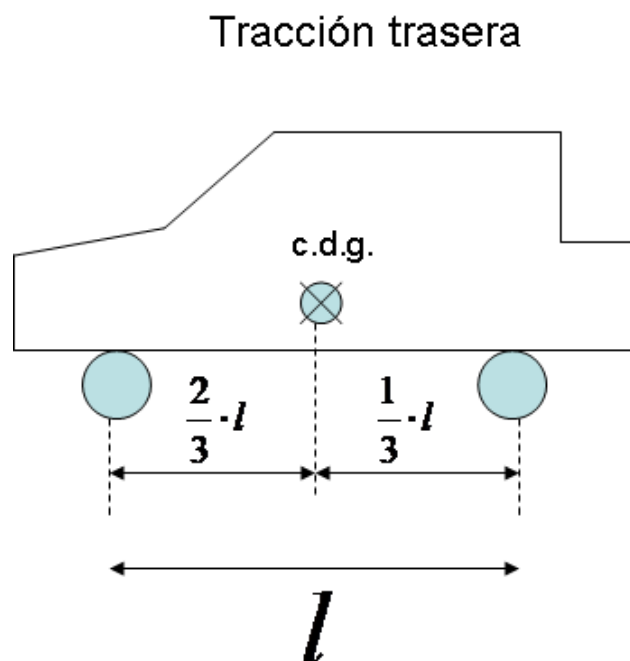


Figura 3.5: Situación del centro de gravedad para un vehículo de tracción trasera

Tracción delantera

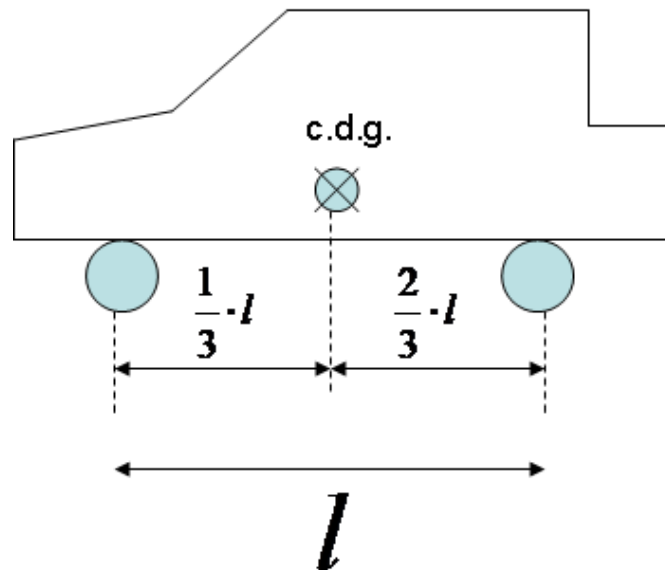


Figura 3.6: Situación del centro de gravedad para un vehículo de tracción delantera

En el caso de vehículos de tracción trasera, su centro de gravedad se encontrará entre $\frac{2}{3} \cdot l$ y $\frac{1}{2} \cdot l$ con respecto al eje delantero, donde l es la distancia entre ejes. Por lo que el peso que recibe este eje estará entorno a 1/3 y 1/2 del peso total del coche.

Sin embargo, en el caso de vehículos de tracción delantera, su centro de gravedad se encontrará con respecto al eje delantero entre $\frac{1}{3} \cdot l$ y $\frac{1}{2} \cdot l$, por lo que el peso que recibe este eje, por el contrario, alcance un valor comprendido entre 2/3 y 1/2 del peso total.

Para todos los casos, la carga “P” que recibe la rueda derecha delantera será la mitad del valor del peso que reciba el eje delantero.

3.2.3 Desarrollo analítico

En el desarrollo analítico se muestra el proceso seguido para la obtención de la componente estática del modelo que se persigue.

Una vez definido el sistema físico y la carga aproximada, es necesario conocer el posicionamiento exacto de esta fuerza, ya que simplemente con los ángulos de dirección no es posible. Se verá la necesidad de introducir nuevos ángulos para conseguir dicho objetivo.

El proceso continúa con una descomposición de dicha carga para conocer las fuerzas que actúan en los diferentes planos que definen el sistema físico. Y mediante la mecánica del sólido rígido se obtendrán las expresiones de los esfuerzos estáticos que se producen entre neumático y calzada.

Al tratarse de un problema tridimensional, lo más acertado es estudiarlo como suma de tres planos, es decir, como suma de los planos que definen el alzado, planta y perfil del sistema físico aproximado.

También será necesario definir correctamente las direcciones más importantes para la correcta interpretación de los resultados. De esta forma, se define la dirección de avance del vehículo como X_{total} , siendo también la dirección “x” de la placa dinamométrica. Mientras que la dirección transversal a la dirección de avance será denominada Y_{total} , siendo esta la dirección opuesta a la dirección “y” de la placa dinamométrica.

La dirección del plano medio de la rueda se definirá por X, siendo Y su dirección ortogonal.

A continuación se puede ver la representación del sistema físico según los tres planos que lo definen en el espacio, con sus constituyentes más importantes, sus correspondientes ángulos de dirección y sus respectivas direcciones.

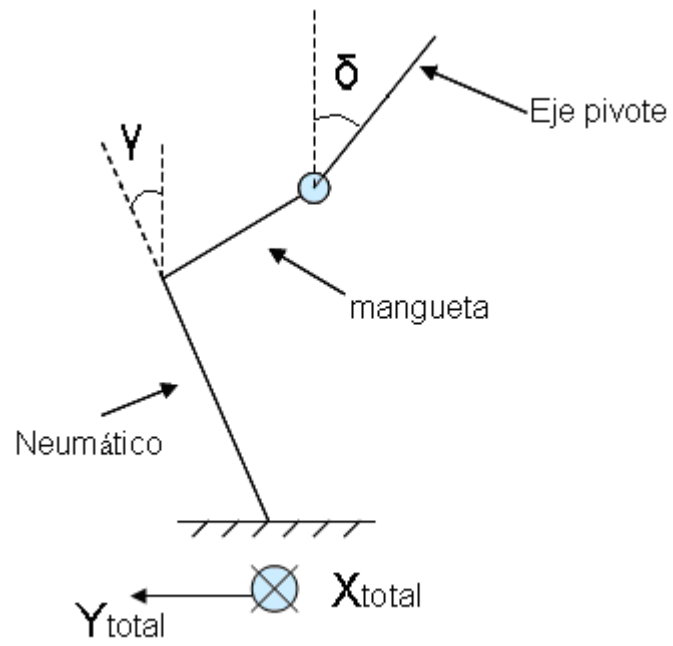


Figura 3.7: Alzado del sistema físico aproximado

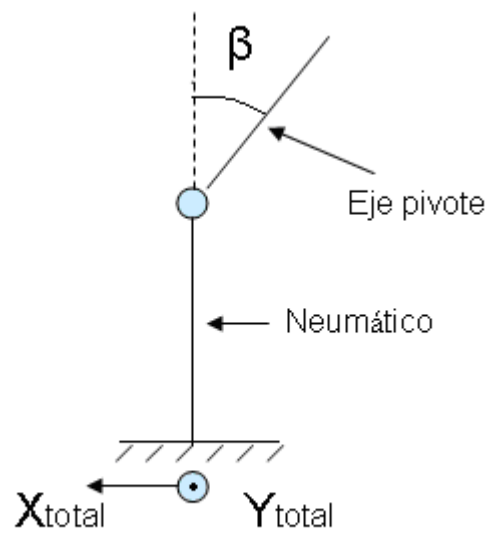


Figura 3.8: Perfil del sistema físico aproximado

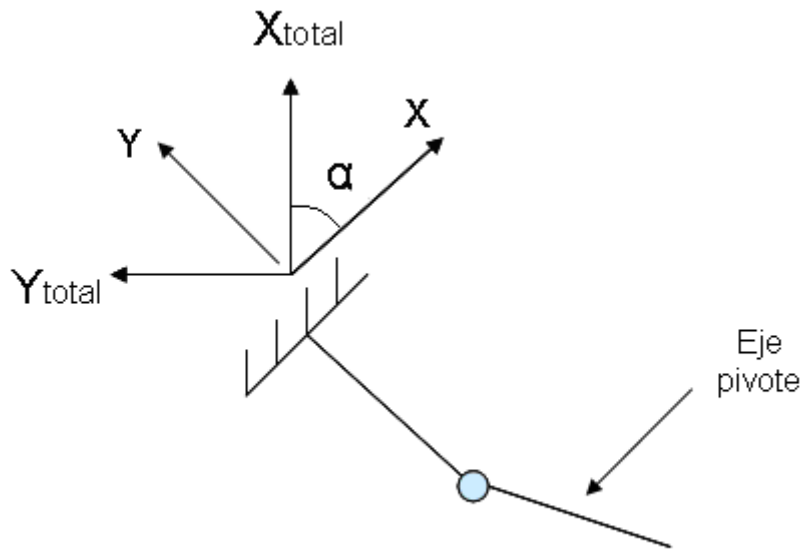


Figura 3.9: Planta del sistema físico aproximado

Donde se vuelve a recordar:

γ = ángulo de caída

δ = ángulo de salida

β = ángulo de avance

α = ángulo de convergencia

3.2.3.1 Posicionamiento espacial de la carga

Como se comentó anteriormente, la carga “P” tiene la dirección del eje pivote, resultando imposible definir su posición espacial utilizando exclusivamente los ángulos de dirección. De esta forma, resulta necesario establecer los ángulos θ y μ , definidos y desarrollados más adelante, para lograr la correcta definición espacial que se persigue.

Para comenzar, el origen de coordenadas se establece en la intersección entre el eje pivote y la mangueta, es decir, en la “rótula” de nuestro sistema físico aproximado.

En la figura 3.10 se muestra un dibujo representativo donde aparece el origen de coordenadas y la carga P encerrada en un cubo para ayudar en la correcta visualización y comprensión del desarrollo que precede. Las direcciones utilizadas corresponden a la dirección de avance del vehículo y su dirección transversal, como ya se definieron anteriormente.

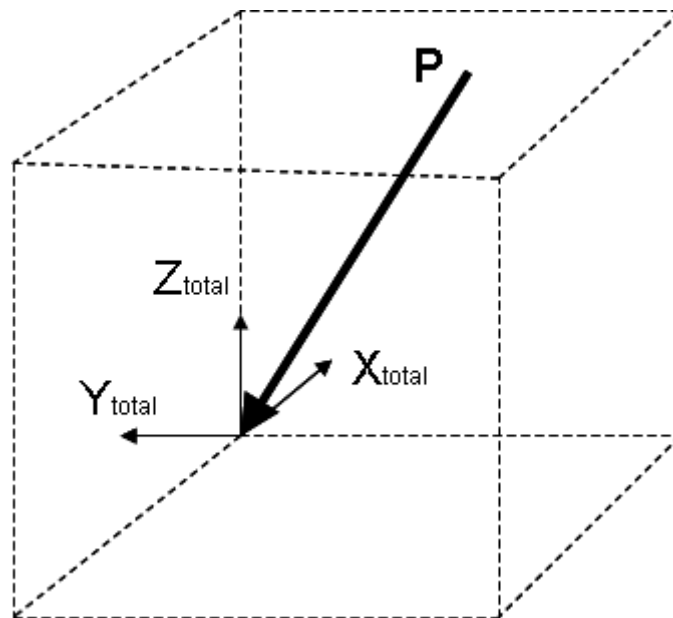


Figura 3.10: La carga “P” en el espacio

La carga “P” puede ser proyectada sobre los planos principales, conociendo los ángulos que se forman con las direcciones principales (figura 3.11).

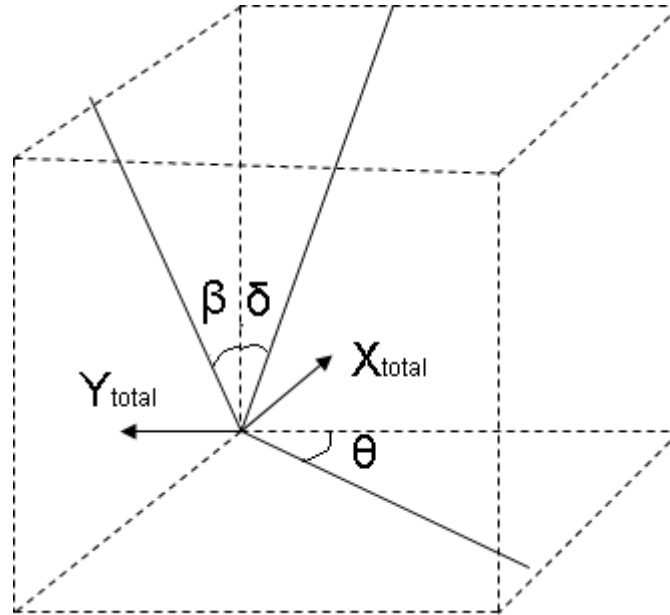


Figura 3.11: Proyección de la dirección de “P” sobre los planos principales

De esta forma, se puede observar que “ θ ” es el ángulo que forma la proyección de la carga sobre el plano paralelo al suelo y la dirección transversal a la dirección de avance del vehículo, el ángulo de avance “ β ” aparece con la proyección sobre el plano $X_{total} - Z_{total}$ y la dirección perpendicular al suelo Z_{total} , y el ángulo de salida “ δ ” es el ángulo que forma la proyección sobre el plano $Y_{total} - Z_{total}$ y la dirección Z_{total} .

Como se observa en la figura 3.12, el ángulo “ μ ” es el formado entre la fuerza P en el espacio y su proyección sobre el plano $X_{total} - Y_{total}$.

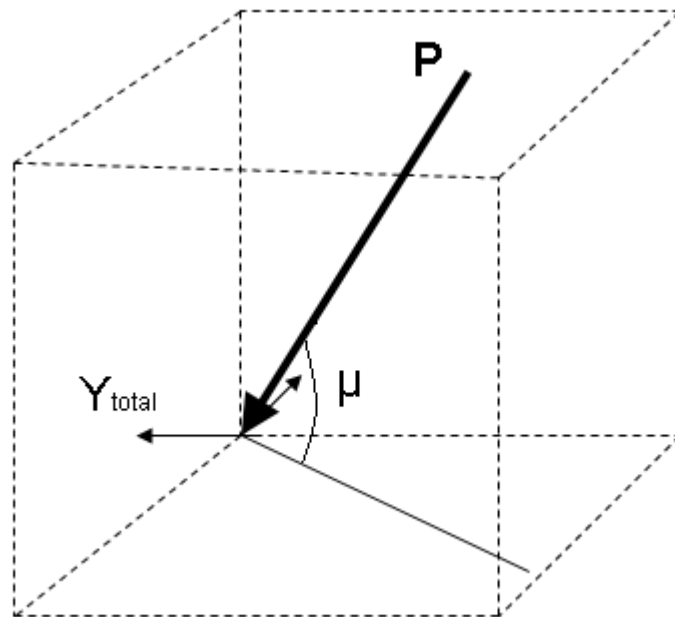


Figura 3.12: Representación del ángulo μ

A continuación se muestra el desarrollo matemático seguido para obtener las expresiones de los ángulos θ y μ en función de los ángulos de dirección. Para ello será necesario determinar la ecuación de la recta que representa la dirección de la carga P en el espacio, y que ayudará a definir los vectores directores necesarios para obtener dichas expresiones.

La ecuación matemática de la recta que define la dirección de la fuerza P en el espacio viene dada por:

$$x = -\lambda \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$y = -\lambda \cdot \operatorname{tg} \delta$$

$$z = \lambda$$

Donde “ δ ” es el ángulo de salida, “ β ” es el ángulo de avance y “ λ ” es la constante que ayuda a definir la ecuación matemática de la recta.

Para el cálculo del ángulo θ es necesario apoyarse en los vectores \vec{u}_y (tiene la dirección de Y_{total}) y \vec{u}_θ (tiene la dirección de la proyección de “P” sobre el plano $X_{\text{total}} - Y_{\text{total}}$).

$$\vec{u}_y = (0, -1)$$

$$\vec{u}_\theta = (-\operatorname{tg} \beta, -\operatorname{tg} \delta)$$

En la figura 3.13 se representan los vectores \vec{u}_y y \vec{u}_θ en el plano donde se forma el ángulo θ .

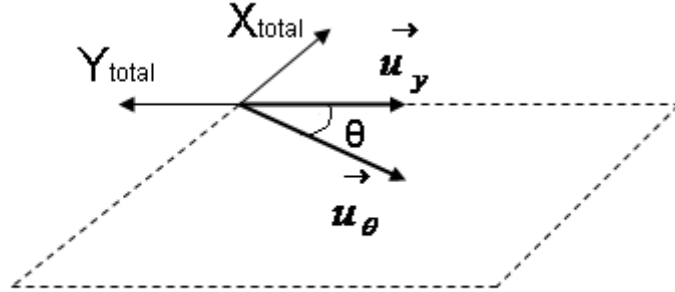


Figura 3.13: Representación de los vectores \vec{u}_y y \vec{u}_θ

La expresión de dicho ángulo se obtiene por definición de producto escalar entre los vectores \vec{u}_y y \vec{u}_θ $\left(\vec{u}_y \cdot \vec{u}_\theta = |\vec{u}_y| \cdot |\vec{u}_\theta| \cdot \cos \theta \right)$. En consecuencia, la relación de θ con los ángulos de dirección es la siguiente:

$$\cos \theta = \frac{tg \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta}}$$

Se puede comprobar que θ únicamente depende del ángulo de avance y el ángulo de salida.

Para el cálculo del ángulo μ nos apoyamos en los vectores \vec{u}_θ (tiene la dirección de la proyección de “P” sobre el plano $X_{\text{total}} - Y_{\text{total}}$) y \vec{u}_p (tiene la dirección de la carga P en el espacio).

$$\vec{u}_\theta = (-tg\beta, -tg\delta, 0)$$

$$\vec{u}_p = (-tg\beta, -tg\delta, 1)$$

En la figura 3.14 se representan los vectores \vec{u}_θ y \vec{u}_p que forman el ángulo μ en el espacio.

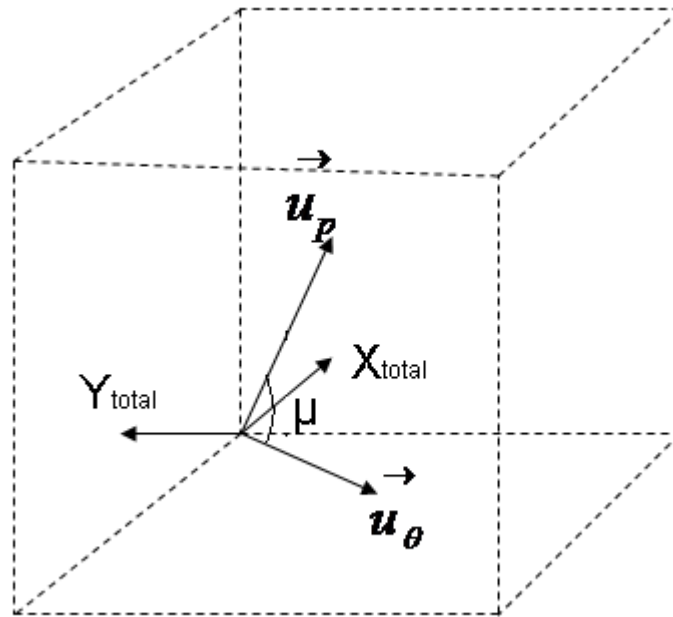


Figura 3.14: Representación de los vectores \vec{u}_θ y \vec{u}_p

Y por definición de producto escalar entre los vectores \vec{u}_θ y \vec{u}_p se obtiene la expresión del ángulo μ :

$$\cos \mu = \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}}$$

Al igual que el ángulo θ , se puede comprobar que el ángulo μ también depende del ángulo de avance y el ángulo de salida.

3.2.3.2 Descomposición de la carga en el espacio

Una vez estudiados todos los ángulos que definen la posición de la carga P, podemos calcular su descomposición según los tres ejes principales Xtotal, Ytotal y Ztotal.

En la figura 3.15 podemos observar gráficamente la descomposición de “P” como suma de “P1” y “P2”, y en la figura 3.16, la descomposición de “P1” como suma de “P1x” y “P1y”.

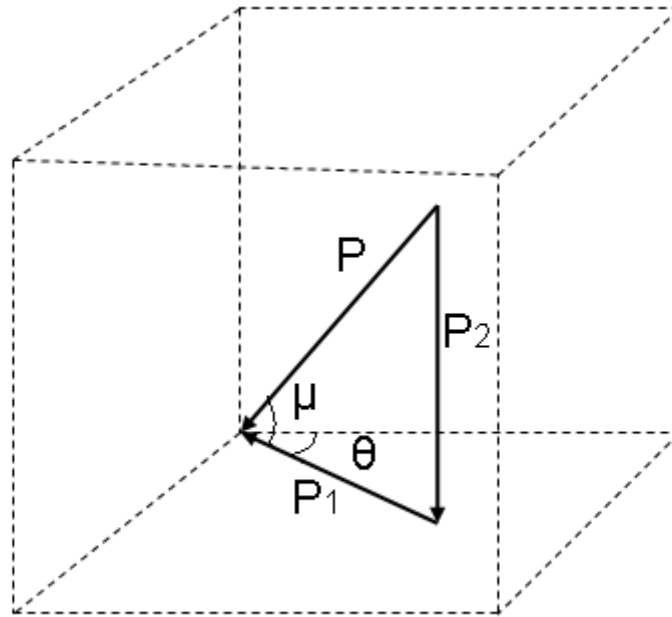


Figura 3.15: Descomposición de la carga P en P_1 y P_2

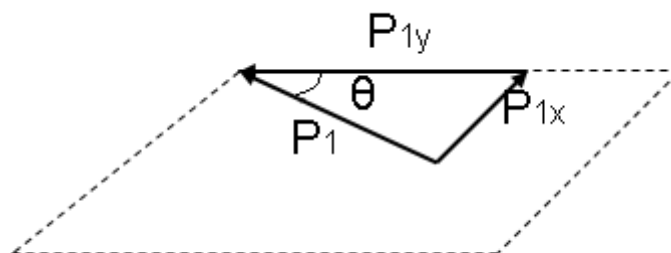


Figura 3.16: Descomposición de la carga P_1 en P_{1x} y P_{1y}

Pero las expresiones matemáticas de estas descomposiciones serían:

$$\vec{P} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2$$

$$\vec{P}_1 = \vec{P}_{1x} + \vec{P}_{1y}$$

Donde los módulos de estos vectores son:

$$P_1 = P \cdot \cos \mu$$

$$P_2 = P \cdot \operatorname{sen} \mu$$

$$P_{1x} = P_1 \cdot \operatorname{sen} \theta = P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta$$

$$P_{1y} = P_1 \cdot \cos \theta = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta$$

3.2.3.3 Fuerzas actuantes en los planos

Con la correspondiente descomposición de “P” podemos conocer las fuerzas que actúan en los tres planos de referencia (alzado, planta y perfil).

La fuerza que actúa en el plano que representa el alzado del sistema físico es P_{1Y} . Se puede intuir que esta fuerza será la responsable de los esfuerzos estáticos en dirección transversal a la dirección de avance en el contacto neumático-calzada.

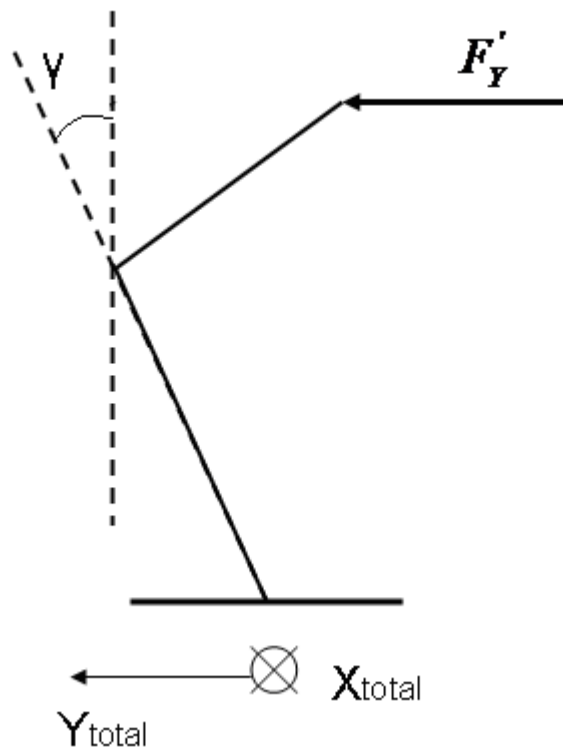


Figura 3.17: Fuerza que actúa en el alzado

$$F'_Y = P_{1Y} = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta$$

La fuerza que actúa en el plano que representa el perfil del sistema físico es P_{1x} . Esta fuerza, sin embargo, será la responsable de los esfuerzos estáticos en la dirección de avance del vehículo en el contacto neumático-calzada.

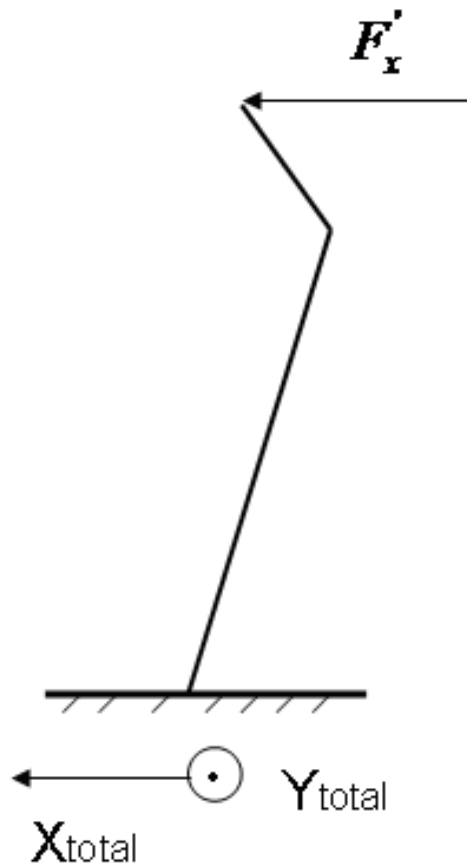


Figura 3.18: Fuerza que actúa en el plano de perfil

$$F'_x = P_{1x} = P \cdot \cos \mu \cdot \text{sen} \theta$$

La fuerza que actúa en el plano que representa la planta del sistema físico es P_2 , y representará el esfuerzo en dirección ortogonal al plano del suelo.

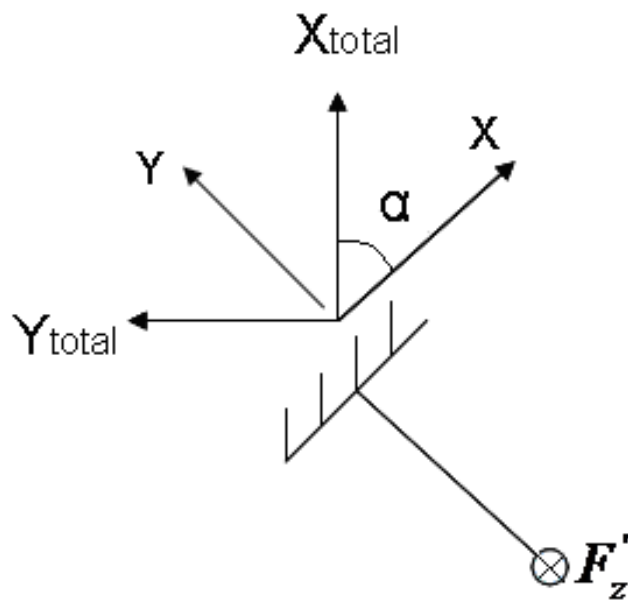


Figura 3.19: Fuerza que actúa en planta

$$F'_z = P_2 = P \cdot \text{sen}\mu$$

3.2.3.4 Esfuerzos estáticos entre neumático y calzada

Una vez conocidas las fuerzas que actúan en los tres planos representativos del sistema físico, se pueden calcular los esfuerzos que se producen en el “empotramiento” que simula el contacto neumático-calzada cuando el sistema se encuentra en una situación estática.

Se utilizará la mecánica del sólido rígido, y más concretamente, el equilibrio de esfuerzos para determinar las fuerzas y momentos que se producen en el “empotramiento” simulado entre rueda y suelo, y que dará respuesta a los esfuerzos estáticos que se producen entre el neumático y la calzada.

3.2.3.4.1 Fuerzas estáticas

Con las fuerzas que actúan en cada plano del sistema físico aproximado podemos calcular las reacciones según los tres ejes principales, obteniendo las ecuaciones que definen el modelo de fuerzas estáticas que actúan entre neumático y calzada.

Como estamos trabajando con estructuras isostáticas, es decir, con sistemas que tienen 0 grados de libertad, aplicaremos las ecuaciones de la estática para calcular dichas reacciones.

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

De esta forma podemos obtener las reacciones en todos los planos:

$$F_x = -F'_x = -P \cdot \cos \mu \cdot \text{sen} \theta$$

$$F_Y = -F'_y = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta$$

$$F_z = F'_z = P \cdot \text{sen} \mu$$

Estas reacciones, según los planos estudiados, corresponden al sistema físico izquierdo de un vehículo automóvil, es decir, son las fuerzas que se generan entre el suelo y el neumático izquierdo del vehículo.

Como se explicará más adelante, la placa dinamométrica mide los esfuerzos de la rueda derecha, por lo que las reacciones que se obtienen en dicha rueda, manteniendo los mismos ejes, son:

$$F_x = -P \cdot \cos \mu \cdot \text{sen} \theta$$

$$F_Y = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta$$

$$F_z = P \cdot \text{sen} \mu$$

En el capítulo 4 se explica con más detalle el sistema de ejes que utiliza la placa dinamométrica, pero podemos adelantar que los únicos sentidos que sufren variación, con respecto a los utilizados en el desarrollo analítico, son el eje “y” y, en consecuencia, el eje “z”. Por lo que las reacciones en la placa serían:

$$F_x = -P \cdot \cos \mu \cdot \text{sen} \theta$$

$$F_Y = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta$$

$$F_z = -P \cdot \text{sen} \mu$$

Pero las fuerzas que mide la placa no son las reacciones, sino las acciones ejercidas sobre ella. Por lo que finalmente, las fuerzas estáticas entre neumático y calzada que mide la placa dinamométrica son:

$$F_{Xestática} = P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta$$

$$F_{Yestática} = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta$$

$$F_{Zestática} = P \cdot \operatorname{sen} \mu$$

Donde se vuelve a recordar:

$$\cos \theta = \frac{\operatorname{tg} \delta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta}}$$

$$\cos \mu = \frac{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta} \cdot \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta + 1}}$$

3.2.3.4.2 Momentos estáticos

Los momentos son los otros esfuerzos que están presentes en el contacto neumático-calzada. Al igual que las fuerzas, se pueden calcular las expresiones de los momentos mediante el equilibrio de esfuerzos. Las reacciones se darán igualmente en el “empotramiento” simulado entre la rueda y el suelo del sistema físico aproximado.

A continuación, se calculan dichos esfuerzos para cada plano representativo del sistema.

Si consideramos el plano que nos define el alzado del sistema, la fuerza F'_y y origina también como reacción un momento entorno a la dirección de avance del vehículo ($M_{x_{total}}^{alzado}$).

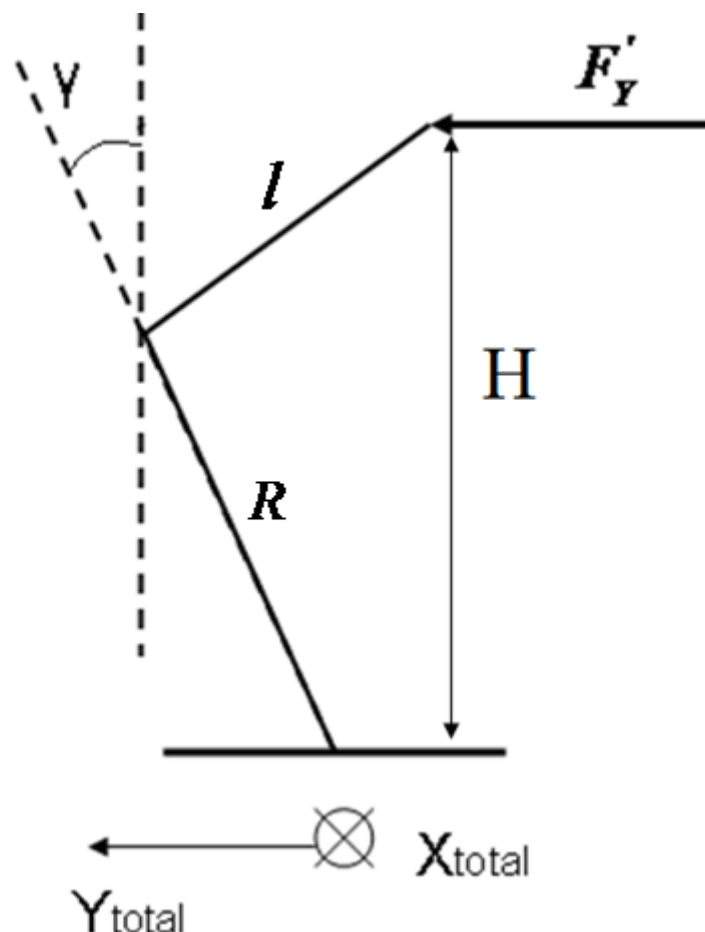


Figura 3.20: Alzado del sistema

La expresión de $M_{x_{total}}^{alzado}$ será la siguiente:

$$M_{x_{total}}^{alzado} = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot H$$

Como se puede comprobar en la figura 3.20, H es la distancia entre el punto donde se aplica la fuerza F_y y el empotramiento. Esta distancia depende del ángulo de caída (γ), de la longitud de la mangueta (l) y del radio de la rueda (R), como seguidamente se aprecia en su expresión matemática.

$$H = l \cdot \text{sen} \gamma + R \cdot \cos \gamma$$

Considerando el plano que nos define el perfil del sistema físico, la fuerza F'_x origina también un momento entorno a la dirección transversal a la de avance del vehículo ($M_{y_{total}}^{perfil}$).

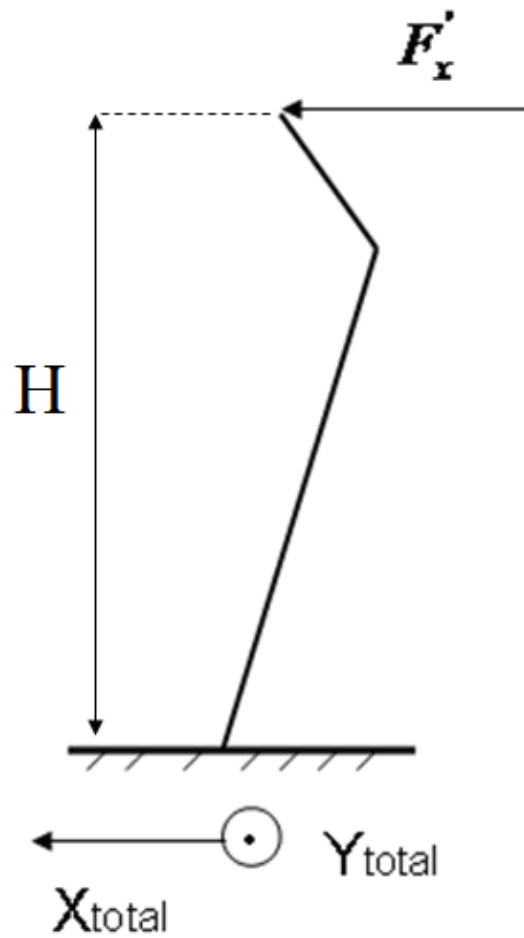


Figura 3.21: Perfil del sistema

Siendo su expresión:

$$M_{y_{total}}^{perfil} = P \cdot \cos \mu \cdot \text{sen } \theta \cdot H$$

Y según el plano que representa la planta del sistema se pueden obtener los momentos originados por P_1 y F'_z . Se obtendrán tres momentos según las tres direcciones principales ($M_{z_{total}}$, $M_{x_{total}}^{planta}$, $M_{y_{total}}^{planta}$).

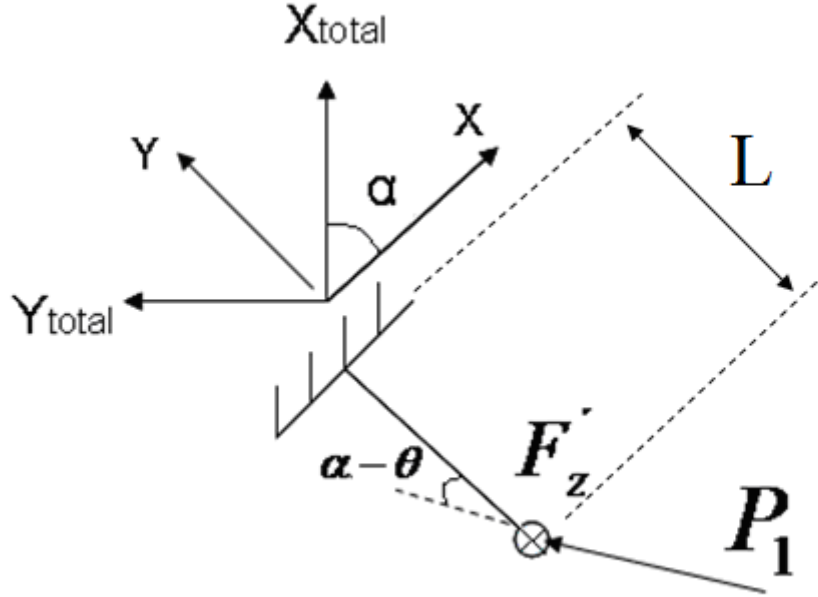


Figura 3.22: Planta del sistema

Sus expresiones matemáticas resultantes son:

$$M_{z_{total}} = -P_1 \cdot L \cdot \sin(\alpha - \theta) = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot L \cdot \sin \alpha + P \cdot \cos \mu \cdot \sin \theta \cdot L \cdot \cos \alpha$$

$$M_{x_{total}}^{planta} = P_2 \cdot L \cdot \cos \alpha = P \cdot \sin \mu \cdot L \cdot \cos \alpha$$

$$M_{y_{total}}^{planta} = -P_2 \cdot L \cdot \sin \alpha = -P \cdot \sin \mu \cdot L \cdot \sin \alpha$$

Como se puede comprobar en la figura 3.22, L es la distancia entre el punto donde se aplican las fuerzas P_1 y F'_z , y el empotramiento según una vista en planta del sistema. Esta distancia, al igual que H , depende del ángulo de caída (γ), de la longitud de la mangueta (l) y del radio de la rueda (R), siendo su expresión matemática:

$$L = l \cdot \cos \gamma - R \cdot \operatorname{sen} \gamma$$

En la figura 3.23 también se puede ver la representación de L en el alzado del sistema físico aproximado.

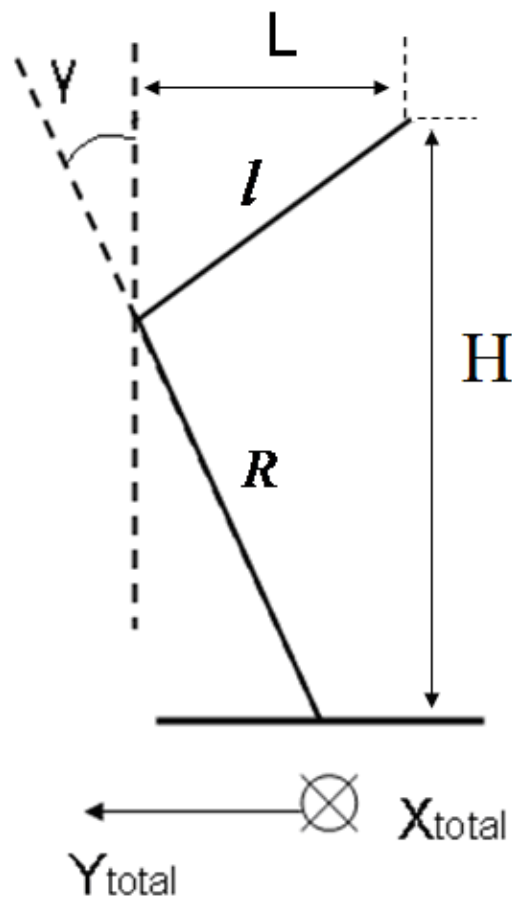


Figura 3.23: Representación de L en el alzado del sistema físico

Como el sistema físico total se considera como la suma de los tres planos característicos estudiados, se pueden dar las expresiones finales de los momentos estáticos como reacción a las cargas del sistema. Sus expresiones se muestran a continuación:

$$M_{x_{total}} = M_{x_{total}}^{alzado} + M_{x_{total}}^{planta} = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot H + P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot L \cdot \cos \alpha$$

$$M_{y_{total}} = M_{y_{total}}^{perfil} + M_{y_{total}}^{planta} = P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot H - P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot L \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$M_{z_{total}} = -P_1 \cdot L \cdot \operatorname{sen}(\alpha - \theta) = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot L \cdot \operatorname{sen} \alpha + P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot L \cdot \cos \alpha$$

Y como ya se explicó para las fuerzas estáticas, si lo referimos a los ejes principales de la placa dinamométrica (x-y-z) y para la rueda delantera derecha del vehículo, las expresiones finales de los momentos estáticos que se producen entre neumático y calzada serán:

$$M_{x_{estáticos}} = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot H - P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot L \cdot \cos \alpha$$

$$M_{y_{estáticos}} = -P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot H + P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot L \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$M_{z_{estáticos}} = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot L \cdot \operatorname{sen} \alpha + P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot L \cdot \cos \alpha$$

3.3 Esfuerzos dinámicos

A parte de los esfuerzos estáticos provocados por el peso del vehículo, también existen otros tipos de esfuerzos presentes en el contacto neumático-calzada que recibirán el nombre de “esfuerzos dinámicos”. Estos tipos de esfuerzos tienen su origen en las fuerzas necesarias para inducir el movimiento en el automóvil.

En particular, las fuerzas que hacen que el vehículo se mueva provienen de un par de fuerza originado en el motor. Este par, denominado “par motor”, se debe repartir entre las ruedas que sean tractoras y que estén en contacto con la superficie.

En la figura 3.24 se puede observar el par motor (M_t) aplicado en una rueda de un automóvil y, en consecuencia, las fuerzas que se originan en el contacto neumático-calzada (F_{Mt} y F_r).



Figura 3.24: Representación del par motor y las fuerzas en un vehículo en movimiento

El par motor equivale a la fuerza F_{Mt} por el producto del radio de la rueda del vehículo (aproximadamente el brazo existente entre los puntos donde se aplica el par M_t y la fuerza F_{Mt}). Mientras que F_r corresponde a la fuerza de rozamiento que aparece a consecuencia de los esfuerzos que inducen el movimiento del vehículo.

Considerando la rueda delantera derecha de un vehículo automóvil, en la figura 3.25 se puede observar la posición que tienen estas fuerzas con respecto a la dirección de avance del vehículo, y el correspondiente ángulo de convergencia existente.



Figura 3.25: Posicionamiento de las fuerzas dinámicas según la dirección de avance

La fuerza de rozamiento, como se explicó en el estado de arte, se considera una resistencia a la rodadura cuyo valor viene dado por el producto del peso del vehículo (para este desarrollo se considerará F_z estática correspondiente a la carga vertical que actúa en el sistema físico) y el coeficiente de resistencia a la rodadura (f_r).

Mientras que la fuerza originada por el par motor es el cociente entre el par y el radio de la rueda (R).

$$F_r = f_r \cdot F_z = f_r \cdot P \cdot \sin \mu$$

$$F_{Mt} = \frac{M_t}{R}$$

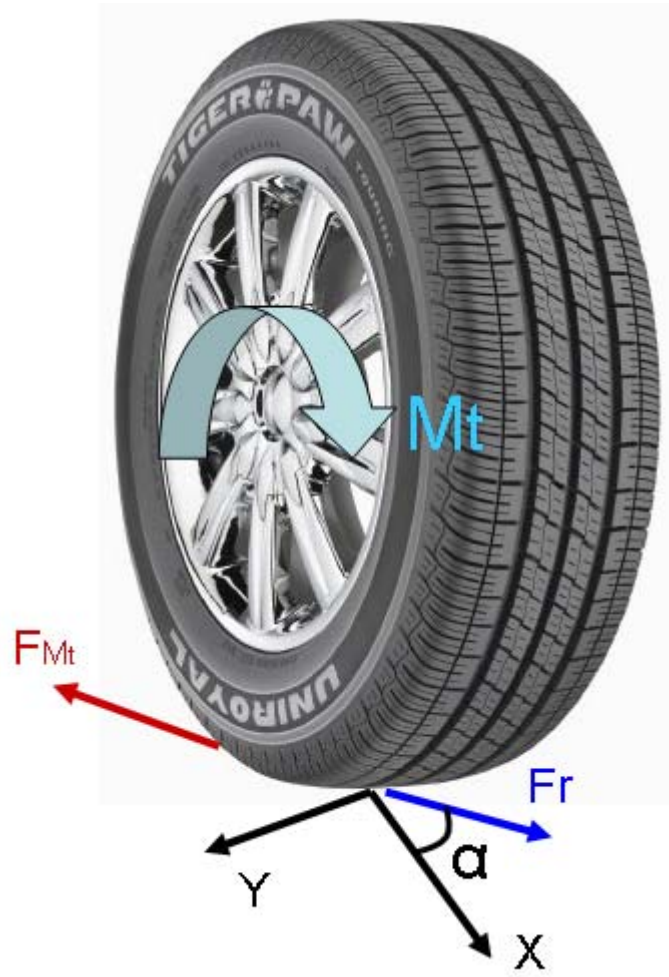


Figura 3.26: Representación de las fuerzas dinámicas y los ejes positivos de la placa dinamométrica

Si descomponemos estas fuerzas según los ejes de la placa dinamométrica se obtienen las fuerzas dinámicas que mide la placa:

$$F_{Xdinámica} = f_r \cdot P \cdot \text{sen} \mu \cdot \cos \alpha - \frac{M_t}{R} \cdot \cos \alpha$$

$$F_{Ydinámica} = -f_r \cdot P \cdot \text{sen} \mu \cdot \text{sen} \alpha + \frac{M_t}{R} \cdot \text{sen} \alpha$$

Mientras que la componente dinámica de los momentos se obtiene por la descomposición el par motor sobre los ejes de la placa dinamométrica:

$$M_{x_{dinámica}} = -M_t \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$M_{y_{dinámica}} = -M_t \cdot \cos \alpha$$

3.4 Esfuerzos totales

Como ya se puntualizó anteriormente, los esfuerzos que se producen entre el neumático y el suelo son una composición de los esfuerzos derivados por una situación estática del sistema y de los esfuerzos originados por las condiciones dinámicas que permiten el movimiento del vehículo. De esta forma, se pueden expresar los modelos matemáticos de las fuerzas y los momentos como suma de sus componentes dinámicas y estáticas.

3.4.1 Fuerzas totales

Si sumamos las fuerzas dinámicas y estáticas obtenidas en el estudio analítico se puede dar un modelo matemático de las fuerzas totales que se generan entre neumático y calzada, y que estarán directamente relacionadas con las fuerzas que mide la placa dinamométrica.

$$F_x = P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta + f_r \cdot P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot \cos \alpha - \frac{M_t}{R} \cdot \cos \alpha$$

$$F_y = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta - f_r \cdot P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot \operatorname{sen} \alpha + \frac{M_t}{R} \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$F_z = P \cdot \operatorname{sen} \mu$$

3.4.2 Momentos totales

Y al igual que las fuerzas, los momentos totales que se generan entre el neumático y la calzada derivan de la suma de las componentes estáticas y dinámicas de los momentos obtenidos en el estudio analítico. Siendo el modelo matemático de los momentos totales el siguiente:

$$M_x = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot (l \cdot \operatorname{sen} \gamma + R \cdot \cos \gamma) - P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot \operatorname{sen} \gamma) \cdot \cos \alpha - M_t \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$M_y = -P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot (l \cdot \operatorname{sen} \gamma + R \cdot \cos \gamma) + P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot \operatorname{sen} \gamma) \cdot \operatorname{sen} \alpha - M_t \cdot \cos \alpha$$

$$M_z = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot \operatorname{sen} \gamma) \cdot \operatorname{sen} \alpha + P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot \operatorname{sen} \gamma) \cdot \cos \alpha$$

Donde:

$$\cos \theta = \frac{\operatorname{tg} \delta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta}}$$

$$\cos \mu = \frac{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta} \cdot \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta + 1}}$$

δ = ángulo de salida

γ = ángulo de caída

β = ángulo de avance

α = ángulo de convergencia

P = peso del vehículo

f_r = coeficiente de resistencia a la rodadura

M_t = par motor

R = radio de la rueda

l = longitud de la mangueta

CAPÍTULO 4

ESTUDIO EXPERIMENTAL

4.1 Introducción

En este capítulo se describe todo el estudio experimental realizado. Se explican los diferentes tipos de datos recogidos de los vehículos automóviles, los sistemas de medición utilizados para la recopilación de dichos datos, la forma en la que se trató la información y un estudio en profundidad sobre las relaciones existentes entre los datos experimentales tratados.

4.2 Sistemas de medición

En este apartado se explica los diferentes tipos de sistemas de medición utilizados, destacándose el manómetro para conocer la presión de los neumáticos, la placa dinamométrica para conocer los esfuerzos que se generan entre el neumático y el suelo o los sistemas de medición de los ángulos de dirección.

4.2.1 Manómetro

El uso del manómetro fue necesario para conocer la presión de los neumáticos de los diferentes vehículos analizados y su correspondiente ajuste si correspondía. En todo momento se tuvo en cuenta los valores de presión que ofrecía el fabricante para que la

experimentación que tendría lugar posteriormente se realizara con suficientes garantías de éxito. De esta forma se tuvo en consideración el estado del aire dentro del neumático atendiendo a la distancia que recorrió el vehículo antes de llegar al punto de medida, ya que las distancias largas hacen que el aire contenido en el neumático se caliente y nos arroje una medida de presión superior a la que tendría si no se hubiese desplazado. A partir de dicha consideración se llevó a cabo el ajuste de la presión en aquellos vehículos que presentaban valores anómalos con respecto a los que ofrecía el fabricante.



Figura 4.1: Manómetro

4.2.2 Placa dinamométrica

Es el elemento utilizado para la medida de los esfuerzos producidos entre el neumático y la calzada por medio de unas células de carga.

Se encuentra anclada a un bastidor que garantiza la rigidez del sistema permitiendo una medida muy directa de las fuerzas y momentos generados en la huella de contacto y transmitidos a la placa por fricción.

Este sistema consta de varias bandas extensiométricas montadas sobre elementos elásticos para configurar adecuadamente las células de carga. Incorporando también unos puentes de excitación y amplificadores de señal para tener una mejor precisión de medida. [4] [5] [3]

La calibración se realiza en fábrica proporcionando una matriz de sensibilidad encargada de transformar los valores de tensión en valores numéricos para los distintos esfuerzos registrados. La información y datos proporcionados por la placa son adquiridos y acondicionados para su posterior tratamiento en un ordenador, así como su conservación permanente para su exportación a hojas de texto y/o hojas de cálculo.

En la siguiente figura se muestra todos los elementos de los que está formada la placa dinamométrica.

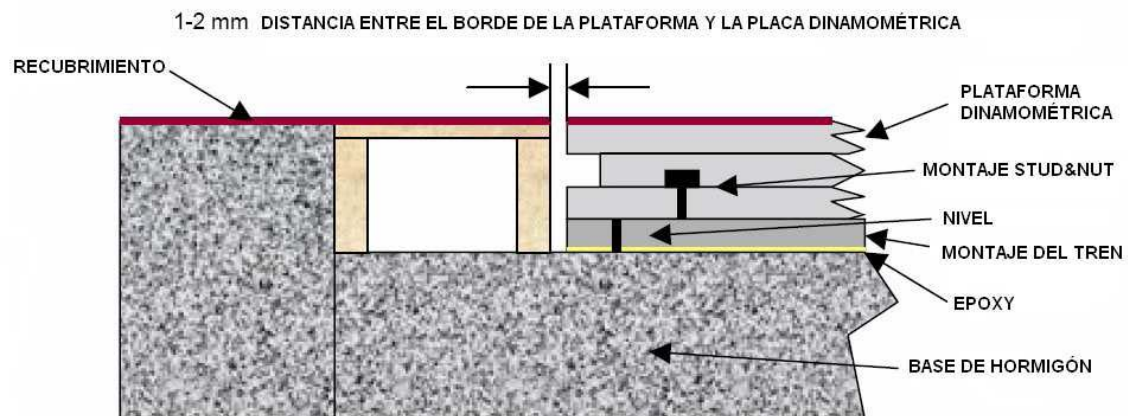


Figura 4.2: Elementos de la placa dinamométrica

El material del recubrimiento suele ser de composite de elevada microrrugosidad para garantizar un coeficiente de fricción adecuado para evitar alteraciones en la medida.

La placa empleada en las medidas es de la compañía AMTI, serie BP6001200 modelo 4000, cuyas dimensiones y características técnicas se muestran a continuación.

Parámetros placa BP6001200-4000	Especificaciones
Material de la superficie:	Composite de elevada microrrugosidad
Capacidad Fx, Fy:	8900 N
Capacidad Fz:	17800 N
Capacidad Mx:	10800 Nm
Capacidad My:	5400 Nm
Capacidad Mz:	4000 Nm
Frecuencia natural Fx, Fy, Fz:	500 Hz
Sensibilidad Fx, Fy:	$0.17 \mu V/V \cdot N$
Sensibilidad Fz:	$0.04 \mu V/V \cdot N$
Sensibilidad Mx:	$0.195 \mu V/V \cdot Nm$
Sensibilidad My:	$0.288 \mu V/V \cdot Nm$
Sensibilidad Mz:	$0.416 \mu V/V \cdot Nm$
Rango de temperatura:	-17°C a 52°C

Tabla 4.1: Características técnicas de la placa dinamométrica utilizada

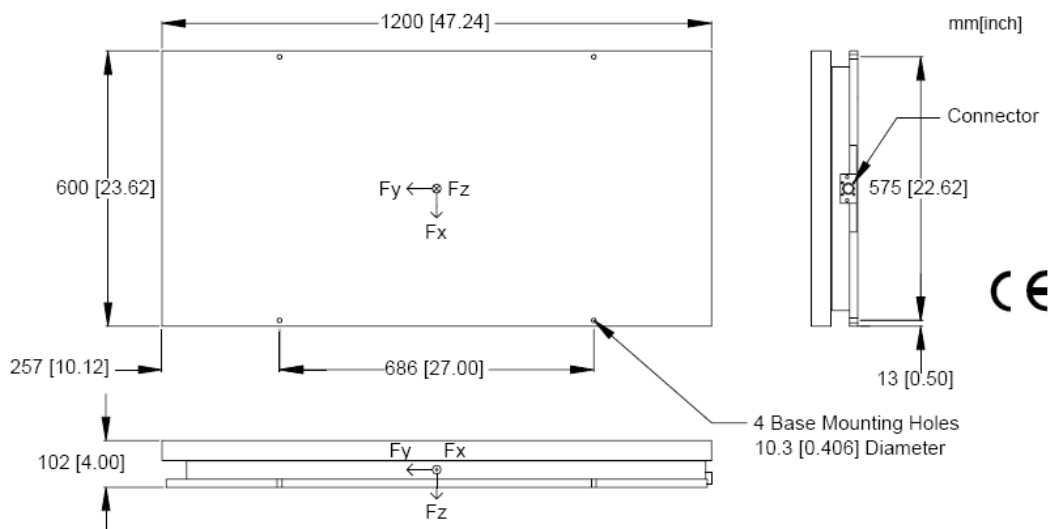


Figura 4.3: Dimensiones de la placa dinamométrica utilizada

Las coordenadas del plano x-y de la placa dinamométrica utilizada en el laboratorio se encuentran giradas 90° en sentido horario con respecto a las coordenadas ofrecidas por el fabricante para hacer coincidir el sistema de referencia de la placa con el neumático definido por la SAE (Society of Automotive Engineer). De esta forma el eje X representa la dirección y sentido de avance del vehículo.

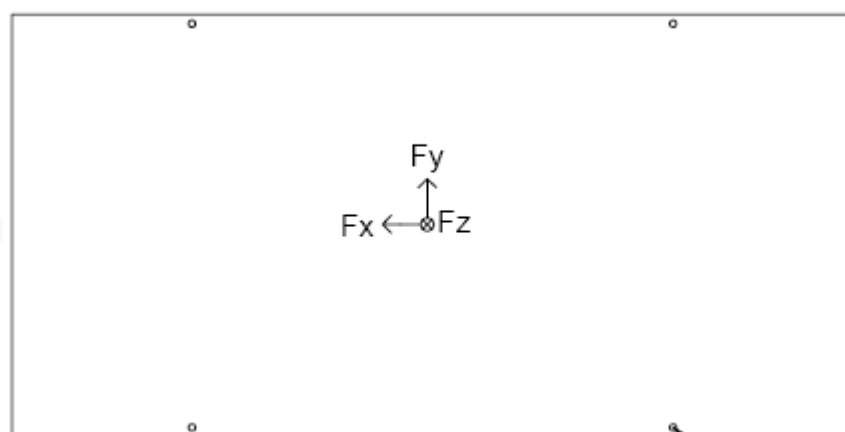


Figura 4.4: Sistema de coordenadas de la placa dinamométrica utilizada

4.2.3 Sistema de medición de los ángulos de dirección.

Este sistema de medición es el encargado de obtener los valores de los ángulos de dirección de los diferentes vehículos. Las partes más importantes que lo constituyen se especifican a continuación:

- Una bancada que garantiza la estabilidad de todos los elementos y del vehículo.
- Dos plataformas móviles fijadas mediante ganchos donde se sitúan las ruedas delanteras del vehículo, permitiendo su giro para poder realizar la medición.
- Un sistema informático que posee una base de datos donde se almacena modelos de vehículos y un programa que te guía en todo el proceso de medida.
- Cuatro captadores que mediante unas garras se posicionan en las cuatro llantas de los vehículos. Utilizan una tecnología basada en la óptica para realizar la triangulación con cámaras de alineación.
- Un útil destinado a la fijación del volante durante la medida.

Este sistema es capaz de medir los ángulos de dirección tanto del eje delantero como del trasero, caracterizándose también por su bajo tiempo de operación comparado con otros métodos y su alta precisión en los resultados.

En la figura 4.5 se puede observar una foto real de este tipo de sistema.



Figura 4.5: Sistema de medición de los ángulos de dirección

4.3 Recogida de datos

La recogida de datos consistió en la toma de información de 46 coches basada en sus características, los esfuerzos generados entre neumático-calzada, sus ángulos de dirección y las observaciones oportunas si procedían.

4.3.1 Características de los vehículos

Se recopiló toda la información referente a las características propias de los vehículos: marca, modelo, año de fabricación, tipo de neumáticos, características y valoración cualitativa de los mismos.

A modo de ejemplo se presenta la tabla que se utilizó en el laboratorio para anotar toda la información referente a este apartado.

CARACTERISTICAS DEL VEHICULO	
Marca	
Modelo	
Año de fabricación	
Neumáticos:	
Si/No cámara:	
Tipo nieve:	
Fecha fabricación:	
Estado del neumático (1-10)	
Presión delantera derecha (bar)	
Presión delantera izquierda (bar)	
Presión trasera derecha (bar)	
Presión trasera izquierda (bar)	

Tabla 4.2: Tabla utilizada para la anotación de las características de los vehículos

4.3.2 Medidas en la placa dinamométrica

Antes de comenzar a medir en la placa dinamométrica fue necesaria la conexión del equipo a las células de carga y su posterior autocalibración y puesta a cero del sistema con el vehículo situado fuera de la placa dinamométrica, garantizándose que los valores registrados fueran correctos.

En todas las medidas se intentan guardar las condiciones de cálculo establecidas en el estudio analítico, de tal forma que el vehículo avance describiendo un movimiento rectilíneo uniforme a velocidad baja y constante (entorno a 0.4 Km/h). También es importante destacar que la experimentación se realizó bajo condiciones de pendiente nula y efectos atmosféricos totalmente despreciables, ya que el laboratorio de la universidad donde se realizaron las medidas se encuentra a cubierto.

Con el objeto de disminuir los errores producidos en la toma de datos, se hicieron cinco ensayos por cada vehículo estudiado.

A continuación se muestra la tabla que se utilizó para la anotación de los resultados:

MEDICIONES PLACA DINAMOMÉTRICA					
	Medida 1	Medida 2	Medida 3	Medida 4	Medida 5
Intervalo de puntos de la gráfica					

Tabla 4.3: Tabla utilizada para la anotación de las mediciones de la placa dinamométrica

4.3.3 Medida de los ángulos de dirección

Los pasos que se siguieron para obtener los datos de los ángulos de dirección fueron los siguientes:

- Encendido del sistema y selección el modelo de vehículo presente en la base de datos del ordenador.
- Posicionamiento del vehículo sobre la bancada hasta que sus ruedas delanteras se situaron sobre las plataformas móviles.
- Desenganchado de los ganchos que fijan las plataformas móviles.
- Colocación y nivelación de los captadores.
- Seguimiento de las operaciones que el sistema informático nos facilita. Se basa en el movimiento del volante para que los captadores puedan tomar las medidas.
- Fijación del volante mediante el útil específico.
- Visualización de los valores que aparecen en el monitor. Estos valores han sido contrastados con los datos del fabricante que se encuentran almacenados en la base de datos y te indica las acciones que se deben hacer para corregir las posibles desviaciones.

Como se puede observar en la figura 4.4, los ángulos que se obtienen son numerosos y para los dos ejes del vehículo. Por ello es necesario saber cuál es la relación existente entre los ángulos de dirección teóricos utilizados en el estudio analítico y los obtenidos experimentalmente. De tal forma:

δ = ángulo incluido – ángulo de caída

γ = ángulo de caída

β = avance rueda

α = convergencia parcial de la rueda derecha.

MEDICIONES ANGULOS DE LAS RUEDAS			
EJE DELANTERO	Izquierda	Total	Derecha
Convergencia total			
Convergencia parcial			
Ángulo retraso			
Ángulo caída			
Avance rueda			
Avance mangueta			
Ángulo incluido			
EJE TRASERO			
Convergencia total			
Convergencia parcial			
Ángulo retraso			
Ángulo caída			
Ángulo empuje			

Tabla 4.4: Tabla utilizada para la anotación de los ángulos de dirección

En la tabla 4.5 se muestra los ángulos de dirección que se obtienen para cada vehículo estudiado.

Vehículo	$\beta(^{\circ})$	$\delta(^{\circ})$	$\alpha(^{\circ})$	$\gamma(^{\circ})$
1	2,03	4,81	0,1	-0,67
2	3,73	9,19	-0,03	-0,43
3	3,48	10,85	0,41	-1,24
4	2,07	1,34	0,09	-0,75
5	0,61	10,02	-0,57	-0,81
6	5	7,65	-0,1	-0,02
7	2,7	13,88	-0,14	-0,78
8	4,41	9,14	-0,12	-0,37
9	5,05	4,25	-0,17	-0,35
10	0,89	12,24	-0,18	-0,54
11	5,35	7,67	-0,31	-0,43
12	0,69	4,28	-0,02	-0,18
13	1,3	5,43	0,07	-2,13
14	5,3	3,05	0,36	0,08
15	2,7	9,44	-0,4	-0,94
17	3,82	9,64	-0,29	-0,21
19	4,27	3,28	0,05	-0,78
20	1,04	10,87	-0,24	-0,47
21	3,02	6,22	0,21	0,72
24	2,59	7,63	-0,07	-1,83
25	1,7	9,03	-0,13	-0,78
26	3,64	13,82	-0,38	0,18
27	3,18	7,14	0,11	-0,78
28	-0,06	8,11	0,03	1,21
29	1,89	8,23	-0,49	-0,7
30	1,6	3,8	0,4	-1,4
31	2,85	11,86	-0,05	0,24
32	0,82	7,71	0,4	-1,02

34	2,9	11,99	-0,16	-0,29
35	2,23	10,49	-0,27	-0,29
36	4,96	5,22	0,23	-0,59
37	3,12	12,13	-0,05	0,27
39	4,3	9,29	0,07	-0,02
40	1,95	6,97	0,74	-0,67
41	1,06	6,25	0,08	-1
42	3,55	8,19	0,03	0,24
43	1,54	3,09	0,3	-0,56
44	3,94	10,32	0,96	-0,43
45	5,15	8,66	-0,19	-0,16
46	2,17	7,19	-0,22	0,16

Tabla 4.5: Ángulos de dirección registrados experimentalmente

4.3.4. Observaciones

Durante las medidas experimentales existieron vehículos que no pudieron ser medidos en su totalidad o cuyos datos obtenidos no parecían ser lógicos, por lo que se diseñó un apartado bajo el título “observaciones” que recogiese todas aquellas circunstancias atípicas que introdujeran algún tipo de inconveniencia en el desarrollo experimental.

Algunas de las observaciones más destacables durante todo el proceso de medida fueron las siguientes:

- Desconocimiento del peso de todos los vehículos. Información clave para saber que el peso utilizado en el apartado analítico es una aproximación dependiente de las características del vehículo y del peso de diversos elementos adicionales al propio coche (combustible, equipaje, conductor, etc.).
- Desgaste anómalo y/o excesivo del neumático que afecta a la disparidad de los datos obtenidos en la placa dinamométrica y los obtenidos en el sistema de medición de los ángulos de dirección.
- Datos poco fiables de los ángulos de dirección por falta de modelos de vehículos comerciales en la base de datos.

- Dificultad para medir los ángulos de dirección de algunos vehículos, ya que la geometría de las llantas impedían la colocación adecuada de los captadores.
- El cambio automático de algunos vehículos hacía difícil la medida en la placa dinamométrica, ya que resultaba muy complicado mantener las condiciones de velocidad necesarias.

4.4 Tratamiento de los datos experimentales

Toda la información registrada durante la experimentación atiende a valores que no necesitan el uso de tecnología informática que ayude a una mejor interpretación de los resultados, excepto los datos tomados desde la placa dinamométrica.

Así, por ejemplo, los valores de presión de los neumáticos o los ángulos de dirección se obtuvieron en una única medida, siendo innecesario el uso de programas informáticos adicionales al tratarse de información con un único valor registrado. Mientras que la placa dinamométrica arroja valores de fuerzas y momentos cada décima de segundo desde que se da la orden de comienzo de medida desde el ordenador. Siendo necesario tratar dicha información en el programa informático Excel para obtener las medias de los esfuerzos para cada vehículo, así como las gráficas que describen de una manera más intuitiva los valores de los esfuerzos en función del tiempo que dura todo un ensayo.

4.4.1 Tratamiento de las fuerzas

Los datos tomados desde la placa dinamométrica se guardan en documento de texto, siendo necesario su acondicionamiento para poder realizar los tratamientos necesarios en la hoja de cálculo Excel. Se realizaron tablas para cada vehículo en las que se pueden distinguir para cada uno de los ensayos las tres fuerzas que registra la placa dinamométrica y las correspondientes medias que se obtienen. Añadiendo también una tabla con las características del vehículo y una gráfica en la que se representa, también para cada ensayo, los valores que toman las fuerzas (F_x , F_y , F_z) en función del tiempo. A modo de ejemplo se muestra en la figura 4.6 lo explicado anteriormente para el primer vehículo medido.

[illegible]

Cada ensayo se midió en un intervalo de tiempo comprendido entre un momento antes de que la rueda entrara en la placa dinamométrica y un momento después que la rueda saliera de esta. De este modo se garantizó una correcta medida a partir de la cual fue posible obtener los resultados que se esperaban.

En la figura 4.7 se puede observar una gráfica en la que se representan las fuerzas en función del tiempo para un determinado ensayo. Observando el comportamiento de F_z , se puede apreciar el instante de tiempo y la posición de la rueda durante el ensayo.

De esta forma, cuando F_z toma valores prácticamente nulos es porque la rueda no ha llegado a contactar con la placa, es decir, la rueda se está aproximando o alejando de la placa en ese espacio de tiempo. Sin embargo, cuando F_z comienza a aumentar o disminuir su valor siguiendo una pendiente aproximadamente constante es porque la rueda está entrando o saliendo de la placa. Pero cuando F_z alcanza un valor máximo y constante durante un periodo de tiempo, se puede afirmar que la rueda se encuentra totalmente en contacto con la placa.

Conociendo el comportamiento de la fuerza vertical es posible conocer cuál es el rango temporal necesario para el cálculo de los valores medios de las fuerzas. Dicho rango viene dado atendiendo a los valores de fuerza registrados cuando la rueda apoya totalmente en la placa, es decir, cuando F_z toma los valores más altos. Por lo que en la figura 4.7 podemos identificar ese intervalo de tiempo comprendido entre los 2 y 7 segundos aproximadamente.

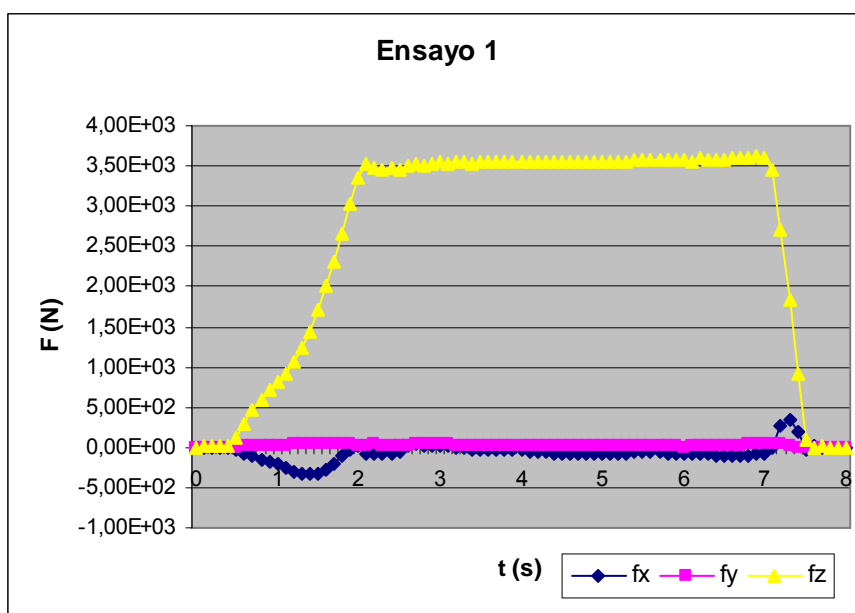


Figura 4.7: Fuerzas medidas por la placa dinamométrica

Para cada vehículo fue necesario calcular la media total de cada fuerza mediante el promedio de las medias obtenidas en cada ensayo (figura 4.8). Dichos resultados se anotaron en unas tablas situadas a pie de cada hoja de cálculo (la información de cada vehículo se trató en hojas de cálculo distintas para facilitar el estudio).

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
519		5,2	-8,10E+05	-1,53E+05	3,56E+07		5,2	-8,10E+05	1,53E+01	3,56E+03	-2,28E-02	4,30E-03					
520		5,3	-8,82E+05	-1,28E+05	3,59E+07		5,3	-8,82E+05	1,28E+01	3,59E+03	-2,46E-02	3,57E-03					
521		5,4	-9,01E+05	-2,03E+05	3,56E+07		5,4	-9,01E+05	2,03E+01	3,56E+03	-2,53E-02	5,70E-03					
522		5,5	-8,99E+05	-1,65E+05	3,59E+07		5,5	-8,99E+05	1,65E+01	3,59E+03	-2,50E-02	4,59E-03					
523		5,6	-9,43E+05	-1,94E+05	3,59E+07		5,6	-9,43E+05	1,94E+01	3,59E+03	-2,63E-02	5,40E-03					
524		5,7	-9,66E+05	-1,98E+05	3,59E+07		5,7	-9,66E+05	1,98E+01	3,59E+03	-2,69E-02	5,52E-03					
525		5,8	-9,64E+05	-1,72E+05	3,60E+07		5,8	-9,64E+05	1,72E+01	3,60E+03	-2,68E-02	4,78E-03					
526		5,9	-9,47E+05	-2,66E+05	3,61E+07		5,9	-9,47E+05	2,66E+01	3,61E+03	-2,62E-02	7,37E-03					
527		6	-9,13E+05	-2,20E+05	3,60E+07		6	-9,13E+05	2,20E+01	3,60E+03	-2,53E-02	6,11E-03					
528		6,1	-9,35E+05	-2,71E+05	3,61E+07		6,1	-9,35E+05	2,71E+01	3,61E+03	-2,59E-02	7,52E-03					
529		6,2	-1,17E+05	-3,08E+05	3,45E+07		6,2	-1,17E+05	3,08E+01	3,45E+03	-3,40E-03	8,94E-03					
530		6,3	1,74E+06	-1,07E+05	2,83E+07		6,3	1,74E+06	1,07E+01	2,83E+03	6,14E-02	3,77E-03					
531		6,4	2,66E+06	2,92E+04	2,17E+07		6,4	2,66E+06	-2,92E+00	2,17E+03	1,23E-01	-1,35E-03					
532		6,5	2,43E+06	7,59E+04	1,41E+07		6,5	2,43E+06	-7,59E+00	1,41E+03	1,72E-01	-5,37E-03					
533		6,6	4,67E+05	-2,19E+04	6,08E+06		6,6	4,67E+05	2,19E+00	6,08E+02	7,68E-02	3,60E-03					
534		6,7	-1,45E+05	2,92E+03	2,33E+05		6,7	-1,45E+05	-2,92E-01	2,33E+01	-6,23E-01	-1,25E-02					
535		6,8	1,31E+05	-1,02E+04	7,32E+04		6,8	1,31E+05	1,02E+00	7,32E+00	1,79E+00	1,39E-01					
536		6,9	5,41E+04	-1,17E+04	1,66E+05		6,9	5,41E+04	1,17E+00	1,66E+01	3,25E-01	7,04E-02					
537		7	7,42E+04	-7,30E+03	9,98E+04		7	7,42E+04	7,30E-01	9,98E+00	7,44E-01	7,32E-02					
538		7,1	6,80E+04	-1,46E+03	1,20E+05		7,1	6,80E+04	1,46E-01	1,20E+01	5,68E-01	1,22E-02					
539		7,2	6,80E+04	4,38E+03	1,20E+05		7,2	6,80E+04	-4,38E-01	1,20E+01	5,68E-01	-3,66E-02					
540		7,3	6,80E+04	1,46E+03	1,13E+05		7,3	6,80E+04	-1,46E-01	1,13E+01	6,01E-01	-1,29E-02					
541		7,4	6,80E+04	2,92E+03	1,13E+05		7,4	6,80E+04	-2,92E-01	1,13E+01	6,01E-01	-2,58E-02					
542		7,5	6,95E+04	2,92E+03	1,20E+05		7,5	6,95E+04	-2,92E-01	1,20E+01	5,80E-01	-2,44E-02					
543		7,6	6,95E+04	1,46E+03	1,06E+05		7,6	6,95E+04	-1,46E-01	1,06E+01	6,53E-01	-1,37E-02					
544		ENSAYO TOTAL															
545		Media fx	Media fy	Media fz	Media ux	Media uy											
546		-4,08E+01	2,12E+01	3,56E+03	-1,14E-02	5,97E-03											
547		Desviac. fx	Desviac. fy	Desviac. fz	Desviac. ux	Desviac. uy											
548		2,34E+01	1,23E+01	2,46E+01	6,52E-03	2,42E-03											
549																	
550																	
551																	
552																	
553																	
554																	
555																	

Figura 4.8: Medias de las fuerzas en Excel

En la tabla 4.6 se resumen las fuerzas experimentales para cada vehículo.

Vehículo	Media Fx	Media Fy	Media Fz
1	-40,8	21,2	3560
2	-47,3	0,297	3890
3	-34,5	122	3640
4	-53,4	123	4120
5	-50,3	-423	3670
6	-54,4	-149	4130
7	-56,5	-149	4130
8	-44,4	-145	4130
9	-67,3	-60,2	4350
10	-35,9	-110	3140
11	-44,9	-73,3	4920
12	-39,1	76,2	2610
13	-28,7	183	3490
14	38,6	465	5700
15	-17,3	-37,4	3860
17	-108	257	5830
19	-11,2	-123	3660
20	-37,3	-59,7	3260
21	-61,8	66,2	4220
24	-20,6	137	3630
25	-46,7	-62,7	3550
26	20,1	-362	3130
27	-51,9	140	3220
28	-44,3	-97,9	2810
29	-41,7	-139	2830
30	-49,4	392	3910
31	-44,1	26,6	4620
32	-55,8	204	3490
34	-40,3	-94,3	4640
35	-55,9	-147	4210
36	33	181	4330
37	-58,9	-79,4	4580
39	-48,2	93,7	4090
40	-37,6	339	3440
41	-35,2	228	3610
42	-50,7	70,7	4970
43	-43,1	208	3690
44	-94,1	791	3870
45	-74,3	-100	4380
46	-34,8	-240	2920

Tabla 4.6: Fuerzas experimentales

4.4.2 Tratamiento de los momentos

Aunque no es objetivo principal de este proyecto, también se trató la información correspondiente a los momentos registrados para 6 de los vehículos estudiados. La intención de este proceso atañe al propósito de complementar el estudio relacionado con las fuerzas, de tal manera que en el capítulo 5 también se pueda relacionar, en su cierta medida, los datos experimentales con el modelo analítico de momentos propuesto.

Al igual que en el tratamiento de las fuerzas, los datos de los momentos tomados en el laboratorio tuvieron que ser acondicionados previamente. Como se puede observar en la figura 4.9, también se elaboraron unas tablas para cada vehículo en las que se pueden distinguir para cada uno de los ensayos los tres momentos que registra la placa dinamométrica, las correspondientes medias que se obtienen, y las gráficas en las que se representan, también para cada ensayo, los valores que toman los momentos (M_x , M_y , M_z) en función del tiempo.

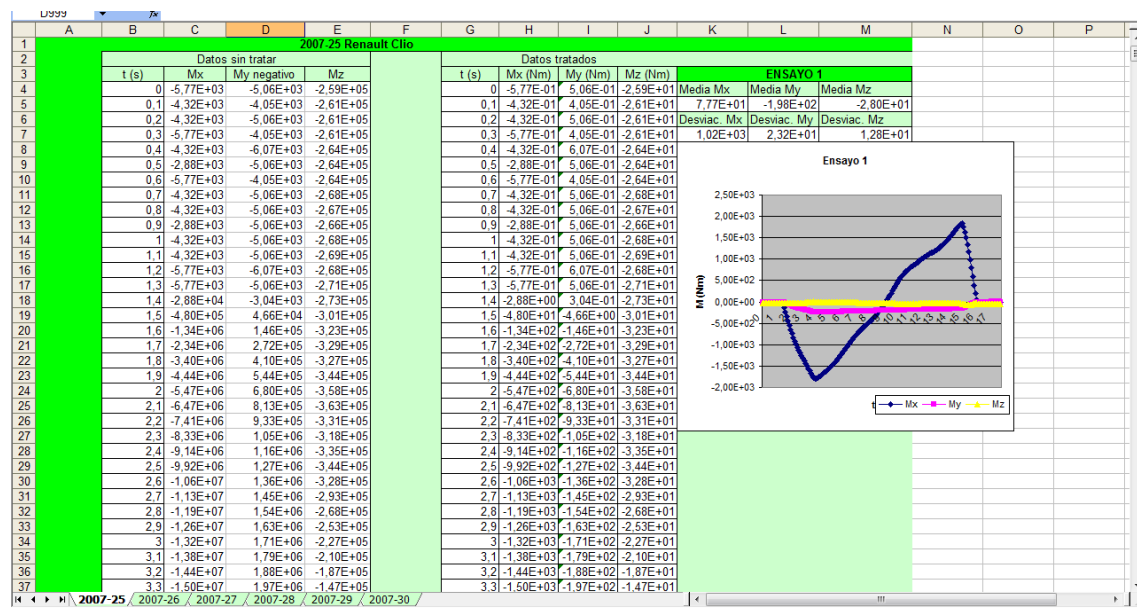


Figura 4.9: Tratamiento de los momentos en Excel

En la figura 4.10 se puede observar una gráfica en la que se representan los momentos en función del tiempo para un determinado ensayo. Observando el comportamiento de M_x , se puede apreciar el instante de tiempo y la posición de la rueda durante el ensayo.

De esta forma, cuando M_x toma valores prácticamente nulos es porque la rueda no está en contacto con la placa. Sin embargo, los intervalos de tiempo desde que deja dichos valores nulos hasta que alcanza su mínimo (aproximadamente el intervalo comprendido entre los 0 y 2 segundos) y desde su valor máximo hasta volver alcanzar valores nulos (aproximadamente el intervalo comprendido entre los 13 y 14 segundos), son espacios de tiempo en los que la rueda está entrando o saliendo de la placa. Pero cuando M_x se encuentra entre su valor mínimo y máximo, se puede afirmar que la rueda se encuentra totalmente en contacto con la placa.

Al igual que en las fuerzas, sabiendo el comportamiento de M_x , es posible calcular el promedio de los valores de los momentos registrados en un ensayo. Simplemente es necesario conocer el rango temporal en el que se encuentran los momentos que registra la placa dinamométrica cuando la rueda apoya totalmente en la placa y realizar el promedio correspondiente.

En la figura 4.10 dicho intervalo está comprendido entre los 2 y 13 segundos aproximadamente.

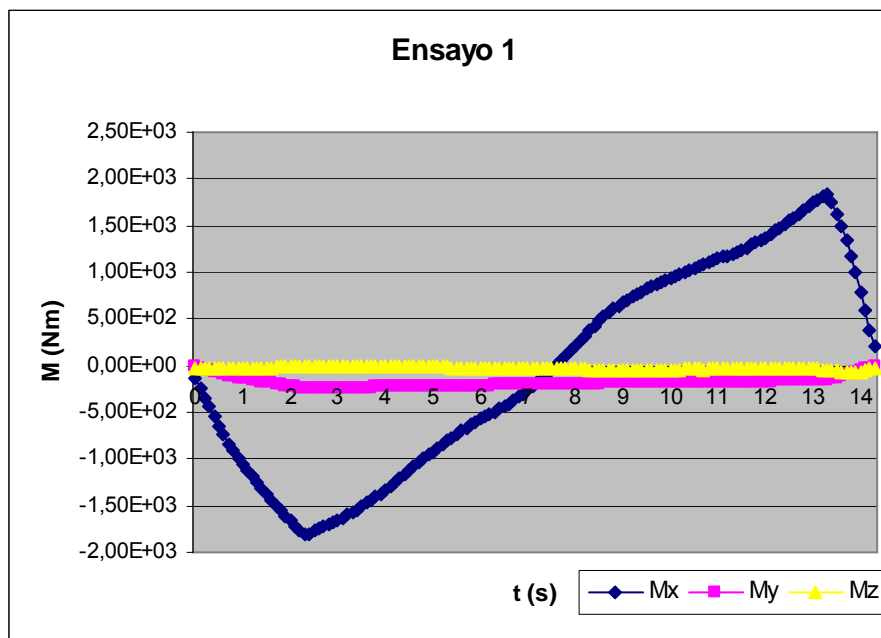


Figura 4.10: Momentos medidos por la placa dinamométrica

Con el promedio de M_x medido por la placa, se podría hacer una aproximación del par motor utilizado durante la experimentación. Únicamente sería una forma de aproximar el par motor, ya que como se comentará posteriormente, existen otros esfuerzos ajenos al par que intervienen sobre M_x .

Para cada vehículo también fue necesario calcular la media total de cada momento mediante el promedio de las medias obtenidas en cada ensayo (figura 4.11). Dichos resultados se anotaron en unas tablas situadas a pie de cada hoja de cálculo (la información correspondiente a los momentos de cada vehículo se trató en hojas de cálculo distintas para facilitar el trabajo).

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
963		16,7	2,57E+06	3,82E+05	-3,11E+05		16,7	2,57E+02	-3,82E+01	-3,11E+01				
964		16,8	1,54E+06	2,16E+05	-3,25E+05		16,8	1,54E+02	-2,16E+01	-3,25E+01				
965		16,9	6,82E+05	9,31E+04	-3,41E+05		16,9	6,82E+01	9,31E+00	-3,41E+01				
966		17	9,23E+04	1,32E+04	-3,92E+05		17	9,23E+00	-1,32E+00	-3,92E+01				
967		17,1	-4,47E+04	-8,10E+03	-4,21E+05		17,1	-4,47E+00	8,10E-01	-4,21E+01				
968		17,2	-2,74E+04	-9,11E+03	-4,23E+05		17,2	-2,74E+00	9,11E-01	-4,23E+01				
969		17,3	-3,17E+04	-8,10E+03	-4,26E+05		17,3	-3,17E+00	8,10E-01	-4,26E+01				
970		17,4	-3,03E+04	-9,11E+03	-4,28E+05		17,4	-3,03E+00	9,11E-01	-4,28E+01				
971		17,5	-3,03E+04	-9,11E+03	-4,29E+05		17,5	-3,03E+00	9,11E-01	-4,29E+01				
972		17,6	-3,17E+04	-9,11E+03	-4,34E+05		17,6	-3,17E+00	9,11E-01	-4,34E+01				
973		17,7	-2,88E+04	-9,11E+03	-4,37E+05		17,7	-2,88E+00	9,11E-01	-4,37E+01				
974		17,8	-2,88E+04	-9,11E+03	-4,41E+05		17,8	-2,88E+00	9,11E-01	-4,41E+01				
975		17,9	-3,03E+04	-9,11E+03	-4,45E+05		17,9	-3,03E+00	9,11E-01	-4,45E+01				
976		18	-2,88E+04	-9,11E+03	-4,46E+05		18	-2,88E+00	9,11E-01	-4,46E+01				
977		18,1	-2,74E+04	-1,01E+04	-4,50E+05		18,1	-2,74E+00	1,01E+00	-4,50E+01				
978		18,2	-3,03E+04	-1,01E+04	-4,52E+05		18,2	-3,03E+00	1,01E+00	-4,52E+01				
979		18,3	-2,74E+04	-1,01E+04	-4,56E+05		18,3	-2,74E+00	1,01E+00	-4,56E+01				
980		18,4	-2,88E+04	-9,11E+03	-4,60E+05		18,4	-2,88E+00	9,11E-01	-4,60E+01				
981		18,5	-3,17E+04	-1,21E+04	-4,64E+05		18,5	-3,17E+00	1,21E+00	-4,64E+01				
982		18,6	-2,16E+04	-4,05E+03	-1,33E+05		18,6	-2,16E+00	4,05E-01	-1,33E+01				
983		18,7	-2,31E+04	-3,04E+03	-1,33E+05		18,7	-2,31E+00	3,04E-01	-1,33E+01				
984		18,8	-2,02E+04	-4,05E+03	-1,37E+05		18,8	-2,02E+00	4,05E-01	-1,37E+01				
985		18,9	-2,02E+04	-2,02E+03	-1,43E+05		18,9	-2,02E+00	2,02E-01	-1,43E+01				
986		ENSAYO TOTAL												
987	Media Mx	Media My	Media Mz											
988	7,25E+01	-2,49E+02	-2,78E+01											
989	Desviac. Mx	Desviac. My	Desviac. Mz											
990	9,43E+02	9,67E+00	1,01E+01											
991														
992														
993														

Figura 4.11: Media de momentos en Excel

A continuación se muestra una tabla en la que aparecen los resultados finales de las medias de los momentos para los 6 vehículos estudiados.

Vehículo	Mx (Nm) práctico	My (Nm) práctico	Mz (Nm) práctico
25	-249	72,5	-27,8
26	163	229	-51,6
27	303	-54,9	-36,1
28	54,7	179	-37
29	73,2	161	-34,4
30	-80	87,4	-26,4

Tabla 4.7: Momentos experimentales

4.5 Relación entre los datos experimentales

Este apartado se ha elaborado con el fin de conocer cómo se relacionan las fuerzas con los ángulos de dirección medidos experimentalmente.

El estudio se ha realizado mediante análisis de linealidad entre las medias de las fuerzas y los ángulos de dirección para mostrar el grado de dependencia que tienen las fuerzas con dichos ángulos.

En la tabla 4.8 se muestra los valores de las medias de las fuerzas y los ángulos de dirección registrados experimentalmente para cada vehículo.

Vehículo	Media Fx(N)	Media Fy(N)	Media Fz(N)	$\beta(^{\circ})$	$\delta(^{\circ})$	$\alpha(^{\circ})$	$\gamma(^{\circ})$
1	-40,8	21,2	3560	2,03	4,81	0,1	-0,67
2	-47,3	0,297	3890	3,73	9,19	-0,03	-0,43
3	-34,5	122	3640	3,48	10,85	0,41	-1,24
4	-53,4	123	4120	2,07	1,34	0,09	-0,75
5	-50,3	-423	3670	0,61	10,02	-0,57	-0,81
6	-54,4	-149	4130	5	7,65	-0,1	-0,02
7	-56,5	-149	4130	2,7	13,88	-0,14	-0,78
8	-44,4	-145	4130	4,41	9,14	-0,12	-0,37
9	-67,3	-60,2	4350	5,05	4,25	-0,17	-0,35
10	-35,9	-110	3140	0,89	12,24	-0,18	-0,54
11	-44,9	-73,3	4920	5,35	7,67	-0,31	-0,43
12	-39,1	76,2	2610	0,69	4,28	-0,02	-0,18
13	-28,7	183	3490	1,3	5,43	0,07	-2,13
14	38,6	465	5700	5,3	3,05	0,36	0,08
15	-17,3	-37,4	3860	2,7	9,44	-0,4	-0,94
17	-108	257	5830	3,82	9,64	-0,29	-0,21
19	-11,2	-123	3660	4,27	3,28	0,05	-0,78
20	-37,3	-59,7	3260	1,04	10,87	-0,24	-0,47
21	-61,8	66,2	4220	3,02	6,22	0,21	0,72
24	-20,6	137	3630	2,59	7,63	-0,07	-1,83
25	-46,7	-62,7	3550	1,7	9,03	-0,13	-0,78
26	20,1	-362	3130	3,64	13,82	-0,38	0,18
27	-51,9	140	3220	3,18	7,14	0,11	-0,78
28	-44,3	-97,9	2810	-0,06	8,11	0,03	1,21
29	-41,7	-139	2830	1,89	8,23	-0,49	-0,7
30	-49,4	392	3910	1,6	3,8	0,4	-1,4
31	-44,1	26,6	4620	2,85	11,86	-0,05	0,24
32	-55,8	204	3490	0,82	7,71	0,4	-1,02
34	-40,3	-94,3	4640	2,9	11,99	-0,16	-0,29
35	-55,9	-147	4210	2,23	10,49	-0,27	-0,29
36	33	181	4330	4,96	5,22	0,23	-0,59
37	-58,9	-79,4	4580	3,12	12,13	-0,05	0,27

39	-48,2	93,7	4090	4,3	9,29	0,07	-0,02
40	-37,6	339	3440	1,95	6,97	0,74	-0,67
41	-35,2	228	3610	1,06	6,25	0,08	-1
42	-50,7	70,7	4970	3,55	8,19	0,03	0,24
43	-43,1	208	3690	1,54	3,09	0,3	-0,56
44	-94,1	791	3870	3,94	10,32	0,96	-0,43
45	-74,3	-100	4380	5,15	8,66	-0,19	-0,16
46	-34,8	-240	2920	2,17	7,19	-0,22	0,16

Tabla 4.8: Fuerzas experimentales y ángulos de dirección

4.5.1 Relación entre la fuerza longitudinal y los ángulos de dirección.

En las siguientes figuras se muestran los resultados que nos arroja el estudio de dependencia lineal hecho para esta fuerza:

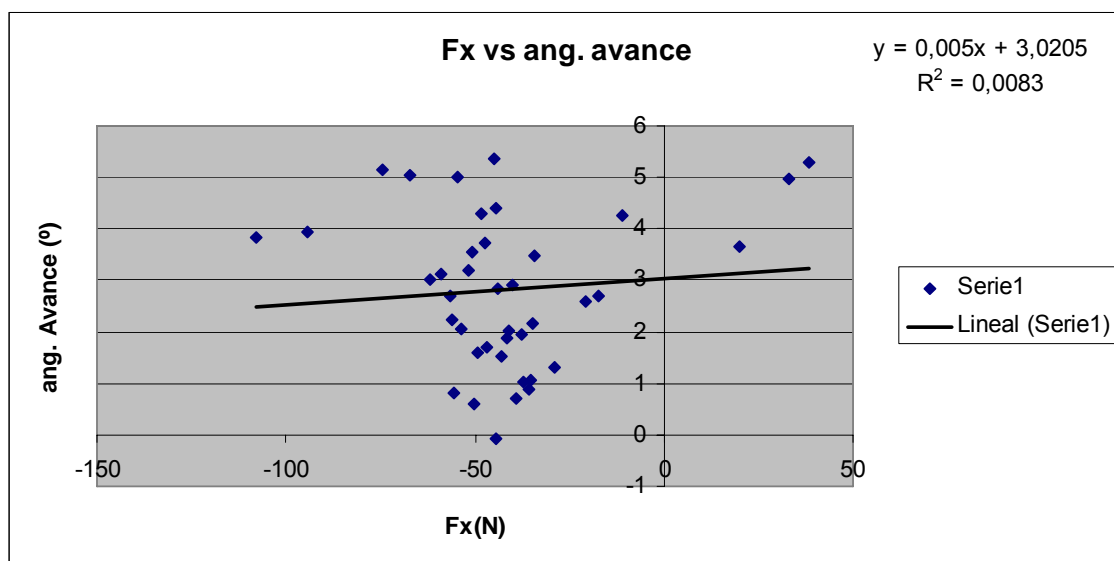


Figura 4.12: Relación entre la fuerza longitudinal y el ángulo de avance

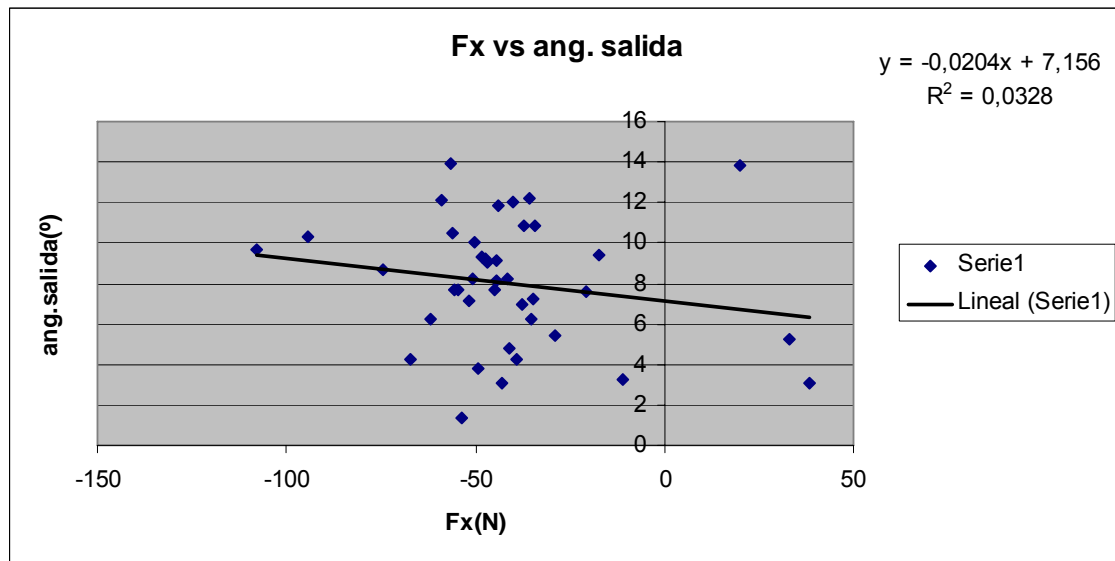


Figura 4.13: Relación entre la fuerza longitudinal y el ángulo de salida

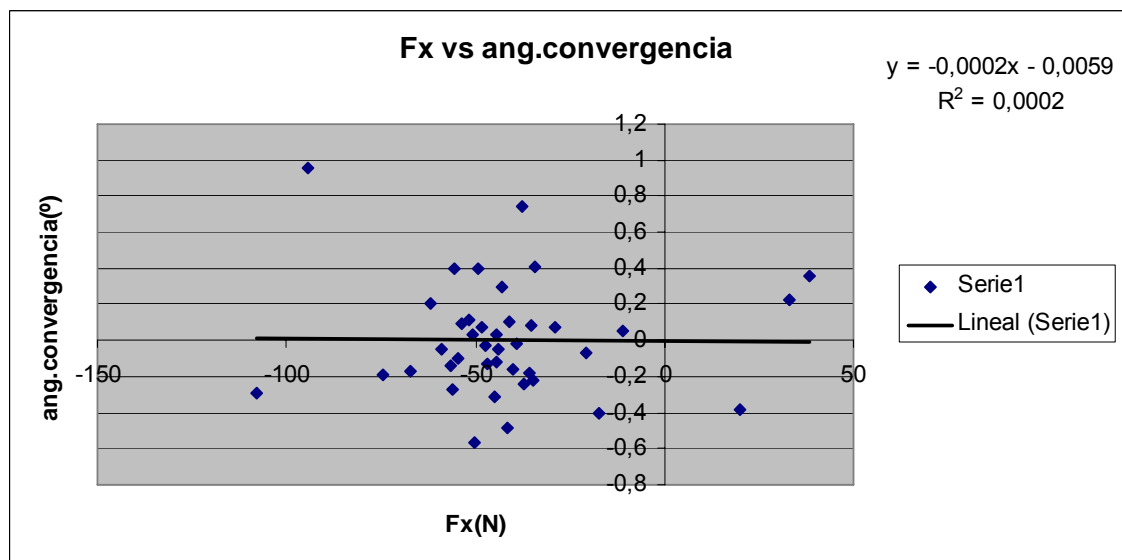


Figura 4.14: Relación entre la fuerza longitudinal y el ángulo de convergencia

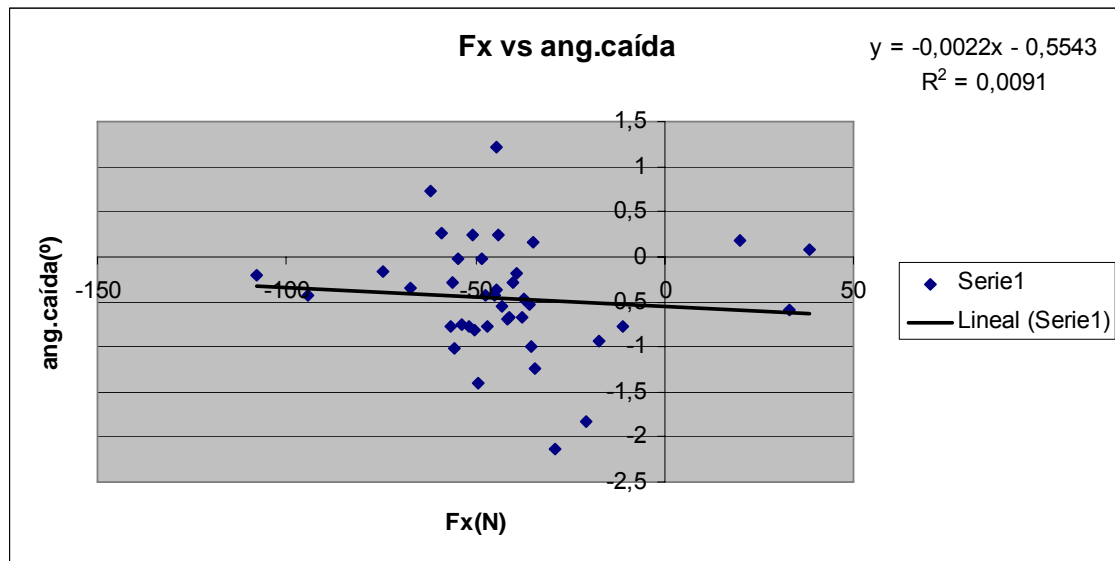


Figura 4.15: Relación entre la fuerza longitudinal y el ángulo de caída

Todas estas figuras nos muestran de manera gráfica la dependencia lineal existente entre la fuerza Fx con cada ángulo dirección. Además, se muestra la línea de tendencia con su ecuación matemática y el valor de R2 que puede interpretarse como la proporción de la varianza del ángulo de dirección que puede atribuirse a la varianza de Fx, es decir, nos indica lo tan buena que es la dependencia entre estas variables.

A la vista de los resultados, se puede afirmar que Fx no tiene una relación lineal aceptable con ningún ángulo de dirección. Los valores de R2 son muy bajos, descartando cualquier tipo de dependencia.

4.5.2 Relación entre la fuerza lateral y los ángulos de dirección.

Al igual que con la fuerza longitudinal, los resultados del estudio de dependencia lineal se muestran en las siguientes figuras:

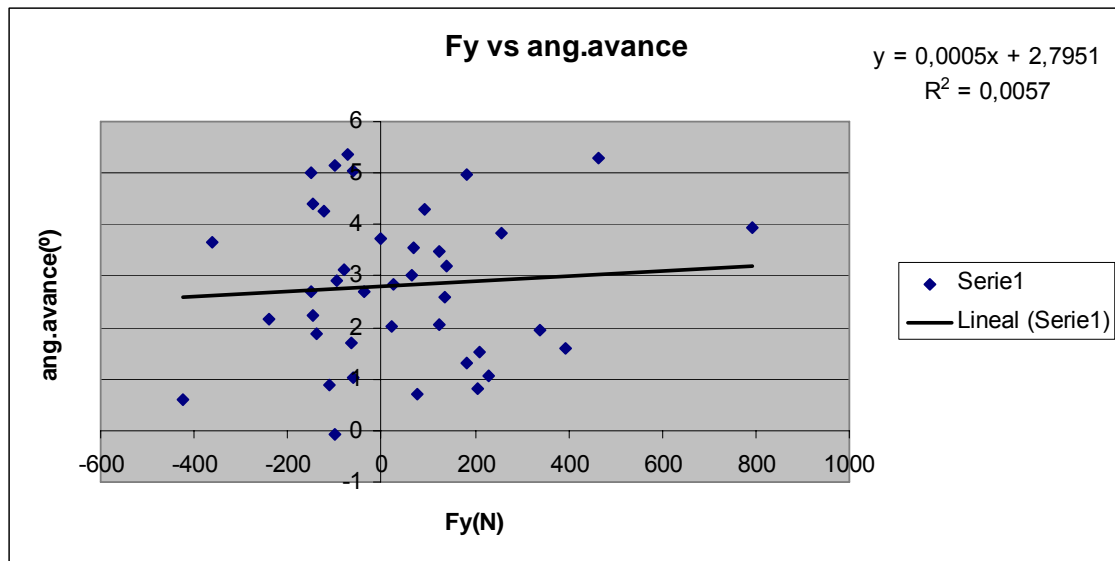


Figura 4.16: Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de avance

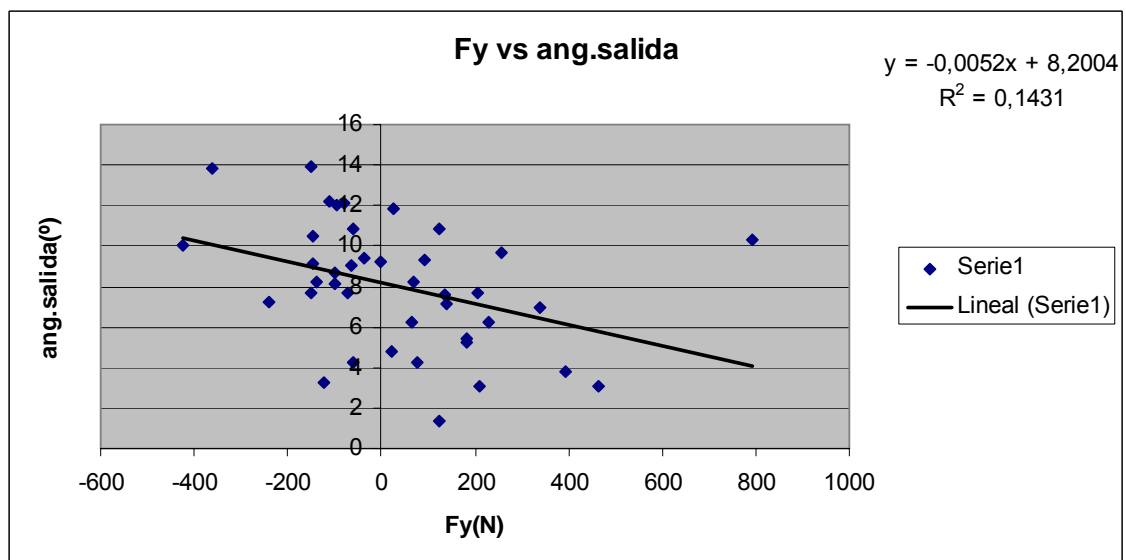


Figura 4.17: Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de salida

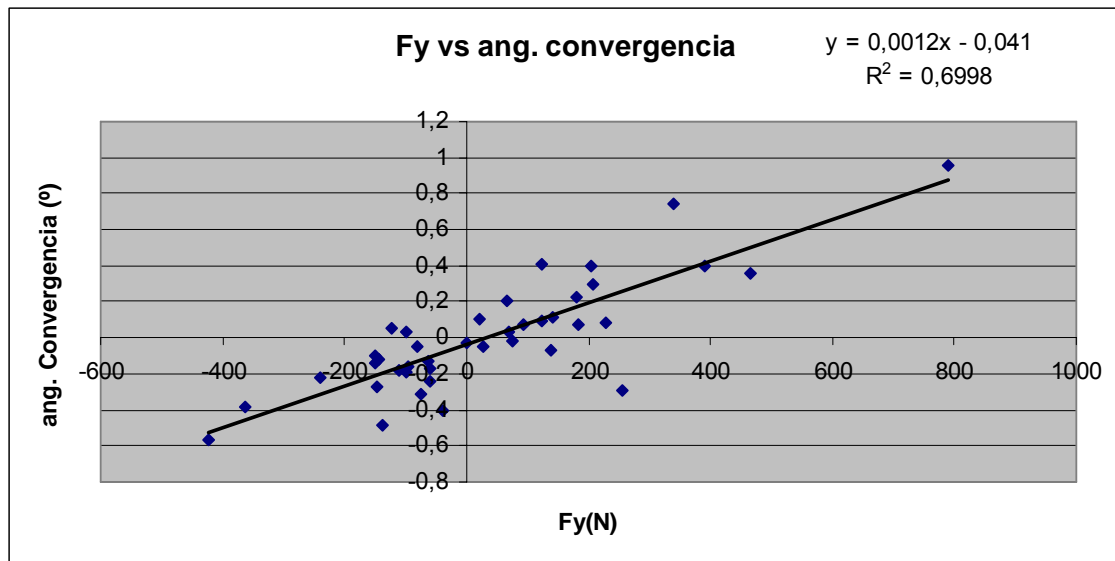


Figura 4.18: Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de convergencia

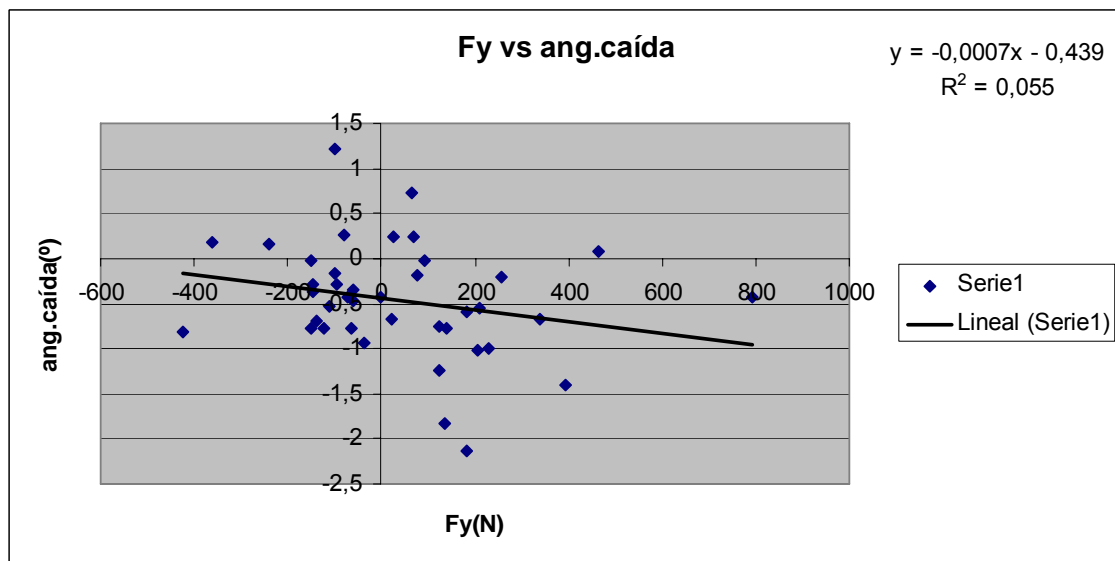


Figura 4.19: Relación entre la fuerza lateral y el ángulo de caída

Como se puede comprobar, la única relación lineal aceptable es la que se da entre la fuerza lateral y el ángulo de convergencia. Su relación es aproximadamente lineal con un valor de R^2 entorno a 0,7. Esto quiere decir que ante variaciones del ángulo de convergencia en un vehículo automóvil, la fuerza lateral se verá modificada de forma directa.

En la figura 4.20 se puede observar gráficamente la relación de esta fuerza con el ángulo de convergencia. Se representa la rueda vista en planta (rectángulo de color azul), la fuerza F generada en el plano medio de la rueda, el ángulo de convergencia α y la fuerza lateral F_y .

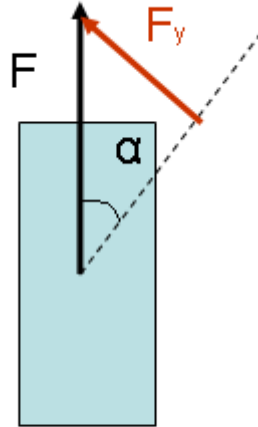


Figura 4.20: Representación de la relación lineal entre la fuerza lateral y el ángulo de convergencia

Matemáticamente se puede comprobar la relación existente mediante la descomposición de la fuerza F , siendo su expresión:

$$F_y = F \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

El resto de relaciones lineales presentan valores de R^2 muy pequeños, por lo que se puede afirmar que la dependencia de F_y con el resto de ángulos no es destacable.

4.5.3 Relación entre la fuerza normal y los ángulos de dirección.

A continuación se muestran los resultados del estudio de dependencia lineal entre la fuerza normal y los ángulos de dirección:

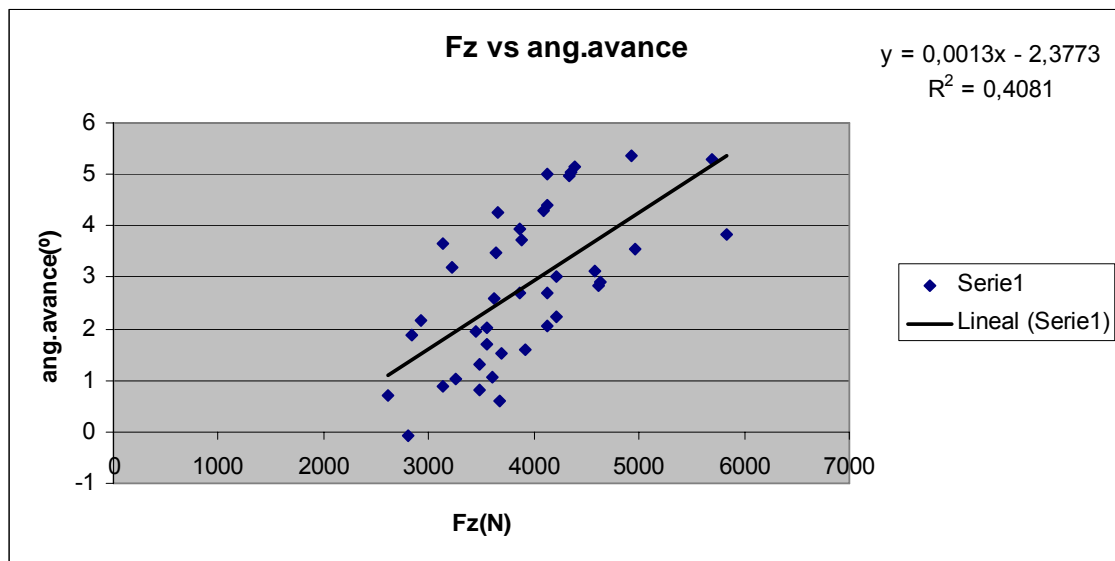


Figura 4.21: Relación entre la fuerza normal y el ángulo de avance

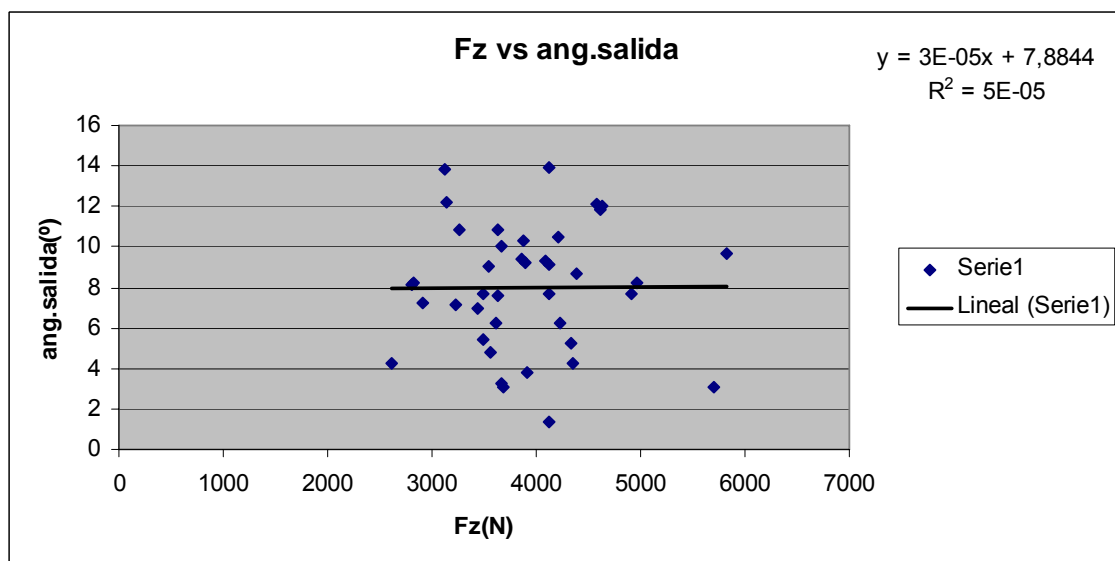


Figura 4.22: Relación entre la fuerza normal y el ángulo de salida

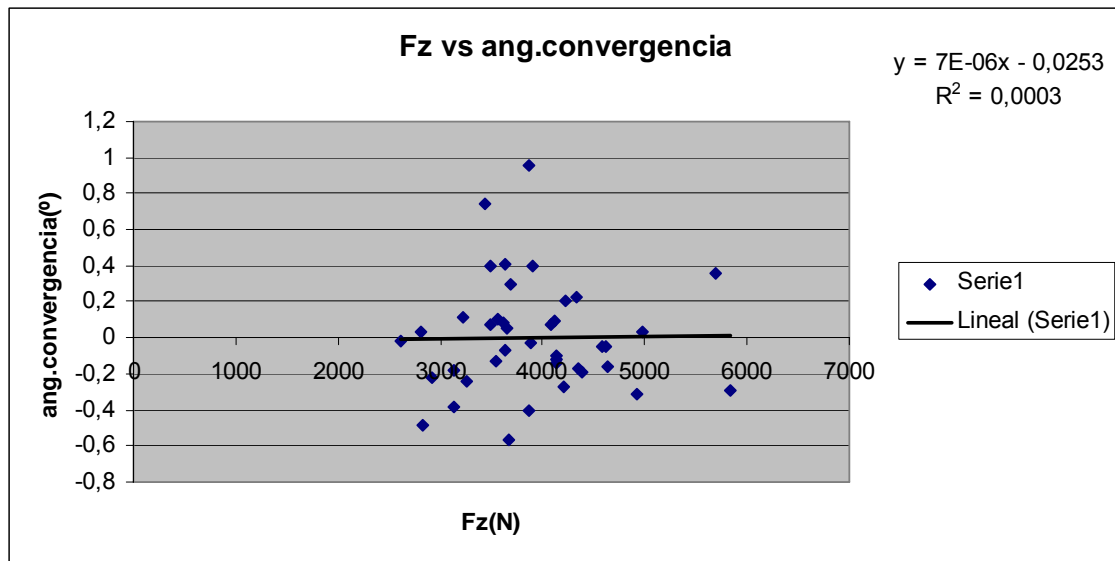


Figura 4.23: Relación entre la fuerza normal y el ángulo de convergencia

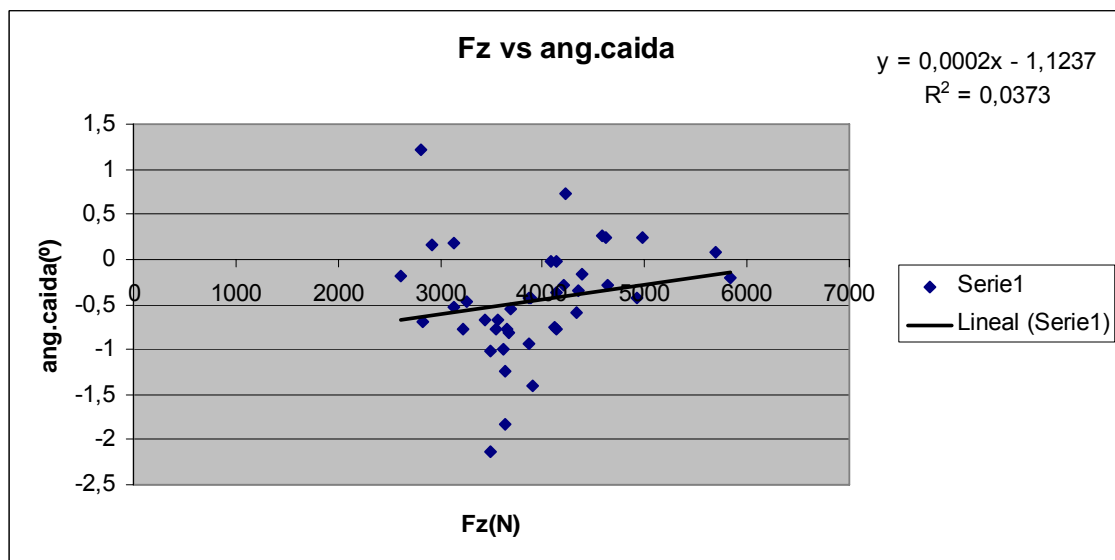


Figura 4.24: Relación entre la fuerza normal y el ángulo de caída

Los resultados nos muestran que la fuerza normal tiene cierta dependencia con el ángulo de avance. El valor de R^2 entre dichas variables es de 0,4, y aunque no sea un valor suficientemente alto, se puede afirmar una cierta relación lineal.

En la figura 4.25 se puede observar gráficamente la relación de esta fuerza con el ángulo de avance. Se representa la rueda vista en alzado (círculo de color azul), la fuerza F aplicada en la dirección del eje pivote, el ángulo de avance β y la fuerza vertical F_z .

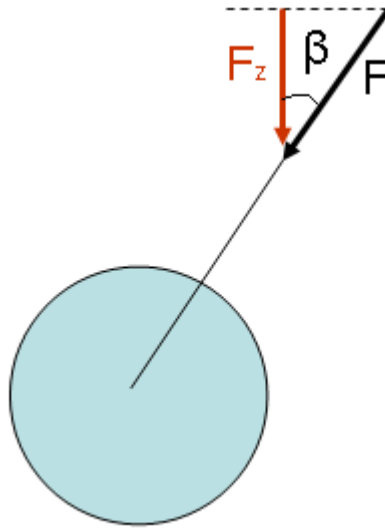


Figura 4.25: Representación de la relación lineal entre la fuerza normal y el ángulo de avance

La expresión matemática de esta relación se obtiene mediante la descomposición de la fuerza F , siendo su ecuación la que se muestra a continuación:

$$F_z = F \cdot \cos \beta$$

Las relaciones lineales de F_z con el resto de ángulos no son destacables debido a que los valores de R_2 son muy bajos, descartando de esta manera cualquier tipo de dependencia que pudiera existir.

CAPÍTULO 5

CONTRASTE ANALÍTICO Y EXPERIMENTAL

5.1 Introducción

En este capítulo se compara las fuerzas experimentales con las obtenidas analíticamente para comprobar la validez del modelo analítico propuesto, y en consecuencia, corroborar la verdadera influencia de los ángulos de dirección en la transmisión de fuerzas en el contacto neumático-calzada. Para ello se realizaron estudios de dependencia entre estos datos mediante gráficas que muestran la relación lineal existente.

Se volvió a utilizar la herramienta informática Excel para calcular, con ayuda de los modelos analíticos, los esfuerzos para todos los vehículos sometidos a experimentación. En la hoja de cálculo utilizada se especificó el tipo de tracción para cada vehículo y su peso aproximado mediante su consulta en páginas webs. Este peso aproximado es necesario para conocer la carga “P” presente en el modelo analítico, y como ya se explicó en el capítulo 3, esta carga “P” es una aproximación. La carga que recibe el eje delantero puede alcanzar valores comprendidos entre 2/3 y 1/2 del peso total para vehículos de tracción delantera, y entre 1/3 y 1/2 del peso total para vehículos de tracción trasera. Pero para este apartado, y a modo de simplificación, se asume que el peso que recibe el eje delantero es 2/3 del peso total para vehículos de tracción delantera, y si es tracción trasera, 1/3 del peso total.

También se introdujeron todos los ángulos de dirección obtenidos experimentalmente (salida, avance, convergencia y caída), y se calcularon los ángulos μ y θ necesarios para la correcta descomposición de la carga “P”.

También se anotó el radio de los neumáticos “R”, y la longitud de la mangueta “L” se aproximó a 0,2 m, ya que su valor real no pudo ser medido.

5.2 Esfuerzos entre neumático-calzada

A continuación se recuerda el modelo analítico de las fuerzas y momentos demostrado en el capítulo correspondiente al estudio analítico:

$$F_x = P \cdot \cos \mu \cdot \text{sen} \theta + f_r \cdot P \cdot \text{sen} \mu \cdot \cos \alpha - \frac{M_t}{R} \cdot \cos \alpha$$

$$F_y = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta - f_r \cdot P \cdot \text{sen} \mu \cdot \text{sen} \alpha + \frac{M_t}{R} \cdot \text{sen} \alpha$$

$$F_z = P \cdot \text{sen} \mu$$

$$M_x = P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot (l \cdot \text{sen} \gamma + R \cdot \cos \gamma) - P \cdot \text{sen} \mu \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot \text{sen} \gamma) \cdot \cos \alpha - M_t \cdot \text{sen} \alpha$$

$$M_y = -P \cdot \cos \mu \cdot \text{sen} \theta \cdot (l \cdot \text{sen} \gamma + R \cdot \cos \gamma) + P \cdot \text{sen} \mu \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot \text{sen} \gamma) \cdot \text{sen} \alpha - M_t \cdot \cos \alpha$$

$$M_z = -P \cdot \cos \mu \cdot \cos \theta \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot \text{sen} \gamma) \cdot \text{sen} \alpha + P \cdot \cos \mu \cdot \text{sen} \theta \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot \text{sen} \gamma) \cdot \cos \alpha$$

Donde:

$$\cos \theta = \frac{tg \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta}}$$

$$\cos \mu = \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}}$$

F_x = fuerza longitudinal

F_y = fuerza lateral

F_z = fuerza normal

M_x = momento de vuelco

M_y = momento de resistencia a la rodadura

M_z = momento autoalineante

δ = ángulo de salida

γ = ángulo de caída

β = ángulo de avance

α = ángulo de convergencia

P = peso del vehículo

f_r = coeficiente de resistencia a la rodadura

M_t = par motor

R = radio de la rueda

l = longitud de la mangueta

En este modelo podemos apreciar la presencia de la variable “par motor” (M_t) que experimentalmente no pudo medirse, y supone una importante variable a tener en cuenta. Para ello será necesario saber cómo se harán las correspondientes aproximaciones que garanticen una correcta interpretación del estudio.

Si se tiene en cuenta que la fuerza que vencemos con el par generado será principalmente por la resistencia a la rodadura y en menor medida por el ángulo de convergencia, el cálculo de este par dependerá principalmente de la fuerza longitudinal. Según las condiciones de ensayo, sobre la fuerza lateral no afectará prácticamente nada el par motor, ya que esta fuerza se genera casi exclusivamente por el ángulo de convergencia (como ya se pudo constatar en el capítulo de estudio experimental).

De esta forma se plantean dos formas para obtener dicho par. Una de ellas es calcularla asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura, y la otra forma, despejando del modelo analítico la variable M_t cuando se iguala la fuerza longitudinal a la registrada experimentalmente.

En ambos casos, con el fin de analizar los datos con mayor claridad, y para lograr una cierta comodidad durante el trabajo en Excel, las fuerzas analíticas se dividieron en su componente estática (en la hoja de cálculo recibe el nombre de “Teórico estático”), su componente dinámica (denominada “Teórico dinámico”) y la suma de la componente estática y dinámica (“Teórico total”). Las fuerzas experimentales tomadas en el laboratorio reciben el nombre de “Práctico” en la hoja de cálculo.

A modo de ejemplo, en la figura 5.1 se puede observar la forma en la que se trataron los datos relativos a la experimentación y al estudio analítico de las fuerzas y momentos.

Vehículo 25	Tracción Delantera	Peso total (kg)	P (N)	$\beta(^{\circ})$	$\delta(^{\circ})$	$\theta(^{\circ})$	$\mu(^{\circ})$	$\alpha(^{\circ})$	$\gamma(^{\circ})$	μ_x	μ_y	R (m)	L (m)
		1000	3333.33	1,7	9,03	10,58	80,62	-0,13	-0,78	-1,32E-02	-1,77E-02	0,3556	0,2
		Teórico estático	Teórico con roz.	Teórico total	Práctico		Mt (Nm)			Teórico	Práctico		
		Fx (N)	100,16	1,49E+02	-46,70	-46,7	6,98E+01			Mx (Nm)	-484,28	-249	
		Fy (N)	536,33	5,36E+02	536,33	-62,7				My (Nm)	-105,11	72,5	
		Fz (N)	3288,38	3288,38	3288,38	3550				Mz (Nm)	20,52	-27,8	
Vehículo 26	Tracción Trasera	Peso total (kg)	P (N)	$\beta(^{\circ})$	$\delta(^{\circ})$	$\theta(^{\circ})$	$\mu(^{\circ})$	$\alpha(^{\circ})$	$\gamma(^{\circ})$	μ_x	μ_y	R (m)	L (m)
		1500	2500,00	3,64	13,82	14,51	74,85	-0,38	0,18	6,43E-03	-1,16E-01	0,381	0,2
		Teórico estático	Teórico con roz.	Teórico total	Práctico		Mt (Nm)			Teórico	Práctico		
		Fx (N)	164,00	2,00E+02	20,10	20,1	6,86E+01			Mx (Nm)	-237,63	163	
		Fy (N)	634,17	6,34E+02	634,17	-362				My (Nm)	-131,20	229	
		Fz (N)	2412,66	2412,66	2412,66	3130				Mz (Nm)	32,60	-51,6	
Vehículo 27	Tracción Delantera	Peso total (kg)	P (N)	$\beta(^{\circ})$	$\delta(^{\circ})$	$\theta(^{\circ})$	$\mu(^{\circ})$	$\alpha(^{\circ})$	$\gamma(^{\circ})$	μ_x	μ_y	R (m)	L (m)
		900	3000	3,18	7,14	23,93	82,10	0,11	-0,78	-1,61E-02	4,33E-02	0,3556	0,2
		Teórico estático	Teórico con roz.	Teórico total	Práctico		Mt (Nm)			Teórico	Práctico		
		Fx (N)	168,15	2,13E+02	-51,90	-51,9	9,41E+01			Mx (Nm)	-474,79	303	
		Fy (N)	379,11	3,79E+02	379,11	140				My (Nm)	-153,43	-54,9	
		Fz (N)	2971,20	2971,20	2971,20	3220				Mz (Nm)	34,44	-36,1	
Vehículo 28	Tracción Delantera	Peso total (kg)	P (N)	$\beta(^{\circ})$	$\delta(^{\circ})$	$\theta(^{\circ})$	$\mu(^{\circ})$	$\alpha(^{\circ})$	$\gamma(^{\circ})$	μ_x	μ_y	R (m)	L (m)
		880	2933,33	-0,06	8,11	0,42	81,77	0,03	1,21	-1,58E-02	-3,49E-02	0,3302	0,2
		Teórico estático	Teórico con roz.	Teórico total	Práctico		Mt (Nm)			Teórico	Práctico		
		Fx (N)	3,10	4,66E+01	-44,30	-44,3	3,00E+01			Mx (Nm)	-419,11	54,7	
		Fy (N)	422,00	4,22E+02	422,00	-97,9				My (Nm)	-31,07	179	
		Fz (N)	2902,82	2902,82	2902,82	2810				Mz (Nm)	0,60	-37	

Figura 5.1: Contraste analítico-experimental de las fuerzas en Excel

5.2.1 Relación entre esfuerzos teniendo en cuenta que la aproximación del par motor está vinculada a la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura

Para mantener las condiciones de velocidad baja y constante durante el ensayo únicamente se tiene que vencer la resistencia a rodadura, y eso será aproximadamente $0,015 \cdot \text{Peso}$. Con esto se conoce la fuerza mínima que se tiene que ejercer a través del par motor para mover el vehículo. Como además será difícil mantener dicha fuerza de manera precisa el par tractor genera una fuerza aproximadamente igual, pero que estará un poco por encima o por debajo de dicho valor.

Atendiendo a la ecuación: $0,015 \cdot P_{\text{Total}} = 2 \cdot \frac{M_t}{R}$

Donde la parte izquierda de la ecuación representa la resistencia a la rodadura de un vehículo, siendo “ P_{Total} ” el peso total del vehículo y “0,015” el coeficiente de resistencia a la rodadura. Y la parte derecha de la ecuación simboliza la fuerza mínima necesaria para vencer dicha resistencia, siendo “ Mt ” el par motor, “ R ” el radio de la rueda y el “2” las dos ruedas tractoras donde se aplica el par. Se pueden despejar los pares motores para todos los vehículos, y en consecuencia, obtener las fuerzas que dan respuesta al modelo analítico.

De esta forma, se muestra una tabla para todos los vehículos estudiados con todos los pares motores (Mt) obtenidos y todas las fuerzas analíticas correspondientes (“ F Teórico”) que derivan de esta aproximación.

Vehículo	Fx teórico (N)	Fy teórico (N)	Fz teórico (N)	Mt (Nm)
1	99,54	295,64	3485,27	29,4
2	215,72	601,84	3608,8	29
3	191,12	684,07	3425,67	27,5
4	121,14	97,55	4162,8	32,7
5	12,8	657,31	3607	26,7
6	352,25	589,1	4275,91	38,9
7	177,74	1103,45	4185,17	36,4
8	283,91	653,32	3933,83	33,6
9	354,19	323,9	4303,99	38,9
10	26,73	702,57	3087,32	26,6
11	408,65	636,35	4601,81	41,9
12	11,56	175,03	2326,59	17
13	52,15	318,23	3317,24	26,2
14	473,49	294,82	5468,11	49,3
15	155,36	646,26	3773,98	30,1
17	363,03	1035,19	5895,95	57,2
19	248,66	210,98	3650,26	28,8
20	37,05	651,43	3268,46	24,3
21	191,38	457,31	4135,59	37,4
24	140,93	495,79	3629,13	28,8
25	75,91	536,28	3288,38	26,2
26	89,83	633,68	2412,66	42
27	146,5	379,15	2971,2	23,5
28	-18,1	422,01	2902,82	21,4
29	78,3	438,24	2966,1	21,9
30	77,95	248,67	3723,59	31,4
31	188,33	930,44	4226,51	36,4
32	25,28	478,14	3466,84	27,5
34	207,07	1013,78	4548,77	39,2
35	134,41	784,62	4088,77	35
36	347,67	398,94	4298,28	36,4
37	225,58	1026,77	4544,85	39,2
39	276,13	664,51	3932,58	35,9

40	108,43	493,05	3967,17	31,4
41	41,95	403,86	3643,72	30,8
42	277,5	728,04	4936,75	47,7
43	72,67	198,33	3659,98	30,8
44	251,05	742,14	3920,62	35,9
45	364,61	669,79	4262,85	38,9
46	92,98	381,44	2973,43	21,9

Tabla 5.1: Fuerzas analíticas y pares motores calculados asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura.

5.2.1.1 Relación entre fuerzas

En los siguientes apartados se muestra la relación lineal existente entre las fuerzas analíticas y experimentales teniendo en cuenta que la aproximación del par motor obedece a la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura.

5.2.1.1.1 Relación entre la fuerza longitudinal analítica y experimental

En la figura 5.2 se representa la relación lineal entre la fuerza longitudinal analítica y la experimental.

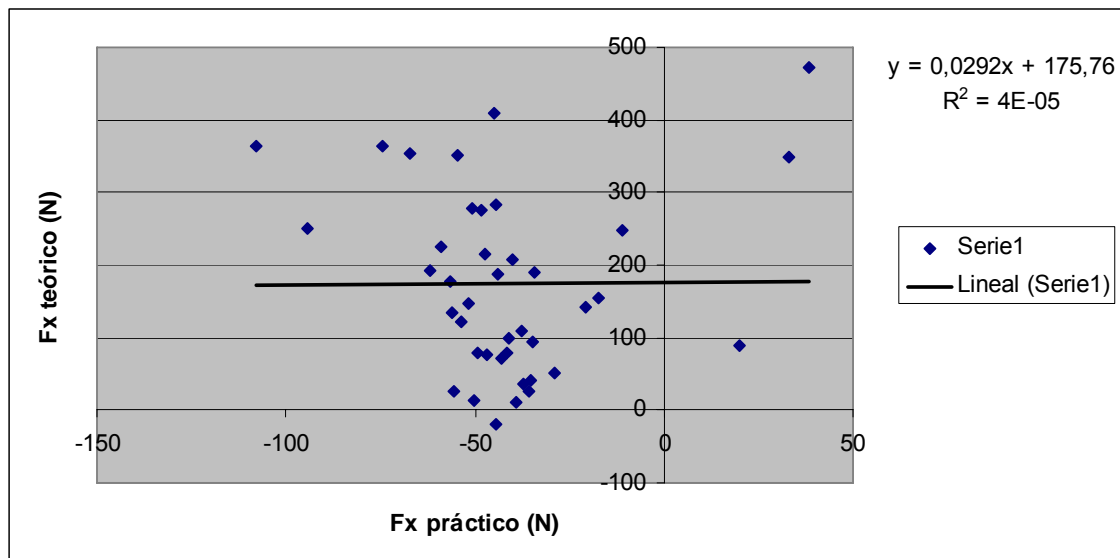


Figura 5.2: Relación entre la fuerza longitudinal analítica y experimental asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura

Esta figura nos muestra de manera gráfica la dependencia lineal entre las correspondientes fuerzas longitudinales, exhibiendo también la línea de tendencia con su ecuación matemática y el valor de R^2 . Dicho valor de R^2 puede interpretarse como la proporción de la varianza de la fuerza longitudinal analítica que puede atribuirse a la varianza de la fuerza longitudinal experimental, es decir, nos demuestra lo tan buena que es la relación entre estas fuerzas.

A la vista de la gráfica, se puede certificar que entre las fuerzas longitudinales (teniendo presente la aproximación realizada del par motor) no existe una relación lineal aceptable, ya que el valor de R^2 es muy bajo (prácticamente nulo).

Sin embargo, como el par motor interviene en el cálculo de F_x , es de esperar que haya una relación muy directa entre esta fuerza longitudinal y M_t . Por ello, se realizó también un estudio de dependencia entre estas variables, donde se muestra en la figura 5.3.

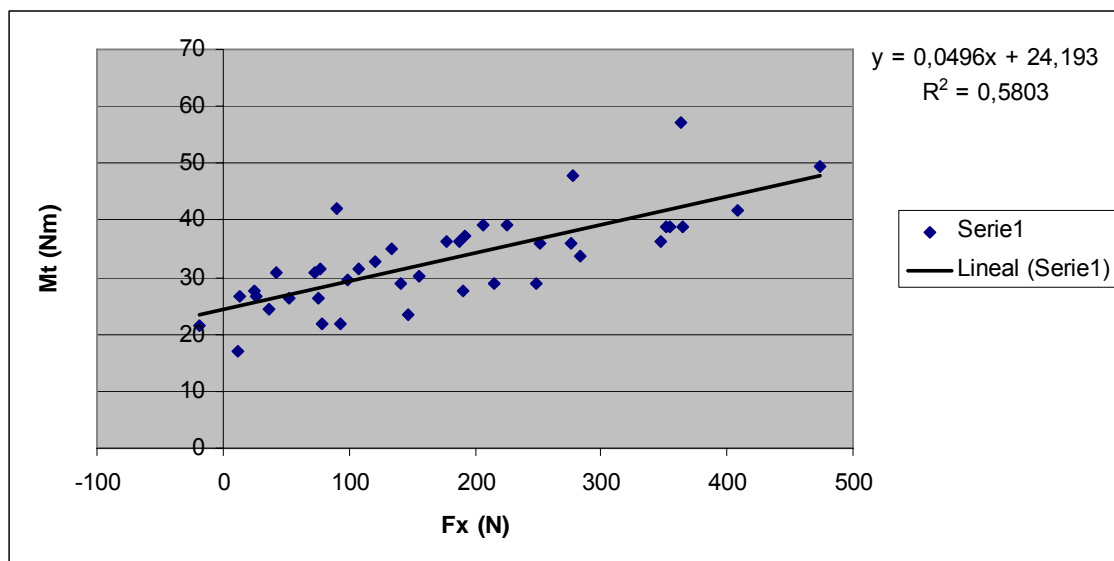


Figura 5.3: Relación entre el par motor y la fuerza longitudinal

Respondiendo a las expectativas, la figura 5.3 nos demuestra que existe una relación lineal entre el par motor y la fuerza longitudinal. Además de apreciarse gráficamente, el valor de R^2 es aproximadamente 0,6.

5.2.1.1.2 Relación entre la fuerza lateral analítica y experimental

Al igual que con la fuerza longitudinal, la relación lineal entre la fuerza lateral analítica y experimental es muy débil, ya que el valor de R^2 es también muy bajo (0,0459). Los resultados se pueden apreciar en la figura 5.4.

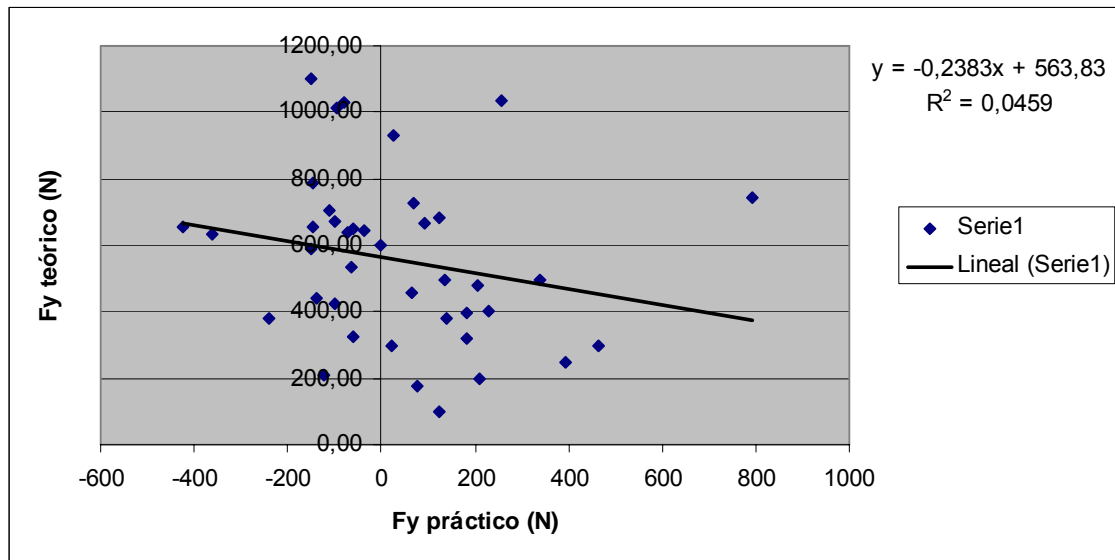


Figura 5.4: Relación entre la fuerza lateral analítica y experimental asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura

5.2.1.1.3 Relación entre la fuerza normal analítica y experimental

Los resultados de la relación lineal entre la fuerza normal analítica y experimental se muestran en la siguiente figura.

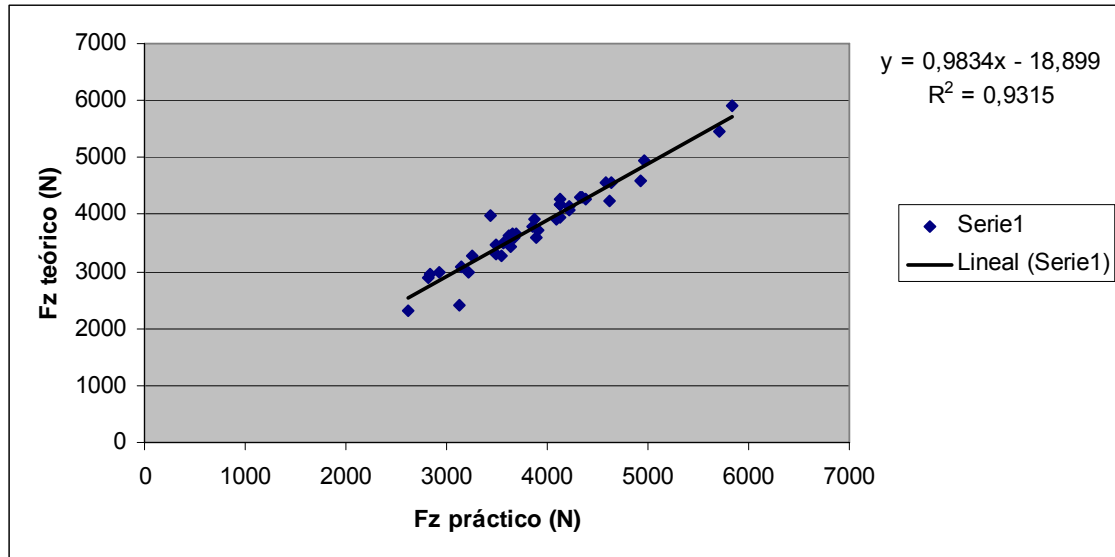


Figura 5.5: Relación entre la fuerza normal analítica y experimental asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura

Se puede observar una estrecha relación lineal. El valor de R^2 alcanza los 0,9315, siendo este un valor lo suficientemente alto como para ratificar la clara relación existente entre estas fuerzas.

5.2.1.2 Relación entre momentos

Con el objetivo de complementar el estudio de las fuerzas, también se relacionaron los momentos experimentales y analíticos para 6 vehículos. En la tabla 5.2 se muestra los momentos medidos experimentalmente y los que se obtienen con el modelo analítico teniendo en cuenta la aproximación del par motor que se está considerando.

Vehículo	Mx (Nm) práctico	My (Nm) práctico	Mz (Nm) práctico	Mx (Nm) teórico	My (Nm) teórico	Mz (Nm) teórico
25	-249	72,5	-27,8	-484,28	-61,51	20,52
26	163	229	-51,6	-237,63	-104,64	32,6
27	303	-54,9	-36,1	-474,79	-82,88	34,44
28	54,7	179	-37	-419,11	-22,42	0,6
29	73,2	161	-34,4	-461,45	-54,65	20,41
30	-80	87,4	-26,4	-685,71	-70,69	21,87

Tabla 5.2: Momentos analíticos y experimentales asumiendo la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura

Se puede observar que los valores obtenidos entre el modelo analítico y experimental son muy dispares. Una de las posibles causas, comprobada la falta de dependencia justificada en apartados anteriores, es que se sigue considerando la fuerza longitudinal y lateral para calcular estos momentos. Es decir, las posibles carencias en el modelo de fuerzas se ven reflejadas también en el modelo analítico de momentos.

5.2.2 Relación entre esfuerzos teniendo en cuenta que la aproximación del par motor se consigue mediante ajuste de la fuerza longitudinal

Otra aproximación del par motor se puede conseguir despejando la variable M_t (par motor) de la ecuación analítica de la fuerza longitudinal cuando esta se iguala a la fuerza longitudinal registrada experimentalmente.

Si la ecuación de la fuerza longitudinal se iguala a la fuerza experimental, la ecuación quedaría de la siguiente manera:

$$F_{X \text{ experimental}} = P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta + f_r \cdot P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot \cos \alpha - \frac{M_t}{R} \cdot \cos \alpha$$

Y despejando de la ecuación la variable par motor, la fórmula que queda es la siguiente:

$$M_t = \frac{R}{\cos \alpha} \cdot (P \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{sen} \theta + f_r \cdot P \cdot \operatorname{sen} \mu \cdot \cos \alpha - F_{X \text{ experimental}})$$

De esta manera, en la tabla 5.3 se muestra para cada vehículo los pares motores obtenidos y las fuerzas analíticas que derivan de esta aproximación.

Vehículo	Fx teórico	Fy teórico	Fz teórico	Mt
1	-40,8	295,88	3485,27	82,9
2	-47,3	601,7	3608,8	123
3	-34,5	685,68	3425,67	108
4	-53,4	97,83	4162,8	94,8
5	-50,3	656,68	3607	47,6
6	-54,4	588,4	4275,91	204
7	-56,5	1102,88	4185,17	126
8	-44,4	652,63	3933,83	159
9	-67,3	322,65	4303,99	210
10	-35,9	702,38	3087,32	50,5
11	-44,9	633,9	4601,81	226
12	-39,1	175,01	2326,59	33,7
13	-28,7	318,33	3317,24	54,9
14	38,6	297,56	5468,11	226
15	-17,3	645,06	3773,98	91,5
17	-108	1032,81	5895,95	261

19	-11,2	211,2	3650,26	121
20	-37,3	651,12	3268,46	48,8
21	-61,8	458,23	4135,59	140
24	-20,6	495,59	3629,13	86,2
25	-46,7	536	3288,38	69,8
26	20,1	633,22	2412,66	68,6
27	-51,9	379,53	2971,2	94,1
28	-44,3	422,02	2902,82	30
29	-41,7	437,22	2966,1	61,5
30	-49,4	249,56	3723,59	79,9
31	-44,1	930,23	4226,51	125
32	-55,8	478,7	3466,84	56,3
34	-40,3	1013,09	4548,77	133
35	-55,9	783,72	4088,77	108
36	33	400,2	4298,28	156
37	-58,9	1026,52	4544,85	148
39	-48,2	664,91	3932,58	168
40	-37,6	494,93	3967,17	83,3
41	-35,2	403,97	3643,72	60,2
42	-50,7	728,21	4936,75	189
43	-43,1	198,94	3659,98	74,9
44	-94,1	747,92	3920,62	176
45	-74,3	668,34	4262,85	217
46	-34,8	380,95	2973,43	64,1

Tabla 5.3: Fuerzas analíticas y pares motores asumiendo que la aproximación del par motor se consigue mediante ajuste de la fuerza longitudinal

5.2.2.1 Relación entre fuerzas

En los siguientes apartados se muestra la relación lineal existente entre las fuerzas analíticas y experimentales teniendo en cuenta que la aproximación del par motor es debida a la igualdad entre la fuerza longitudinal analítica y la experimental.

5.2.2.1.1 Relación entre la fuerza longitudinal analítica y experimental

Cumpliendo las condiciones de aproximación del par motor es de esperar que la relación lineal entre la fuerza longitudinal analítica y experimental sea perfecta (figura 5.6).

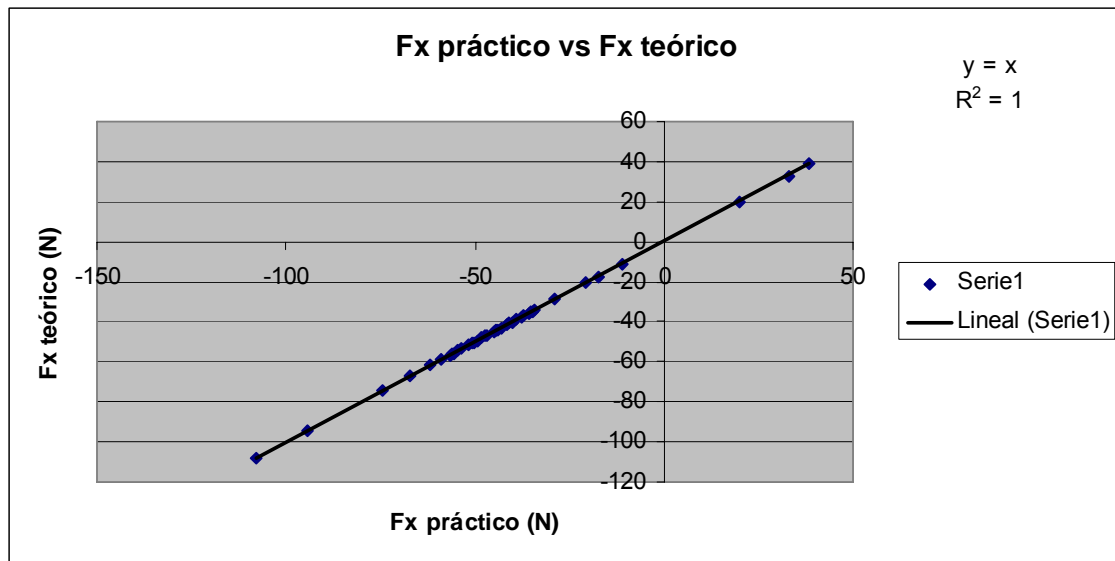


Figura 5.6: Relación lineal entre la fuerza longitudinal analítica y experimental
asumiendo que la aproximación del par motor se consigue mediante ajuste de la fuerza
longitudinal

Según esta figura podemos apreciar la perfecta linealidad existente. El valor de R^2 es igual a 1 y la ecuación de la recta es $y=x$.

Realmente el par es variable y se está considerando aproximaciones debido al desconocimiento del valor experimental del mismo. Lo adecuado sería utilizar un medidor de par para comparar realmente el valor en cada instante del ensayo. Asimismo, se podría comprobar si a partir del modelo analítico propuesto es posible ajustar el valor de la fuerza longitudinal o no, quedando la gráfica de la figura 5.6 justificada.

5.2.2.1.2 Relación entre la fuerza lateral analítica y experimental

La relación entre la fuerza lateral analítica y experimental, asumiendo que la aproximación del par motor se debe a la igualdad entre la fuerza longitudinal analítica y experimental, se muestra en la siguiente figura.

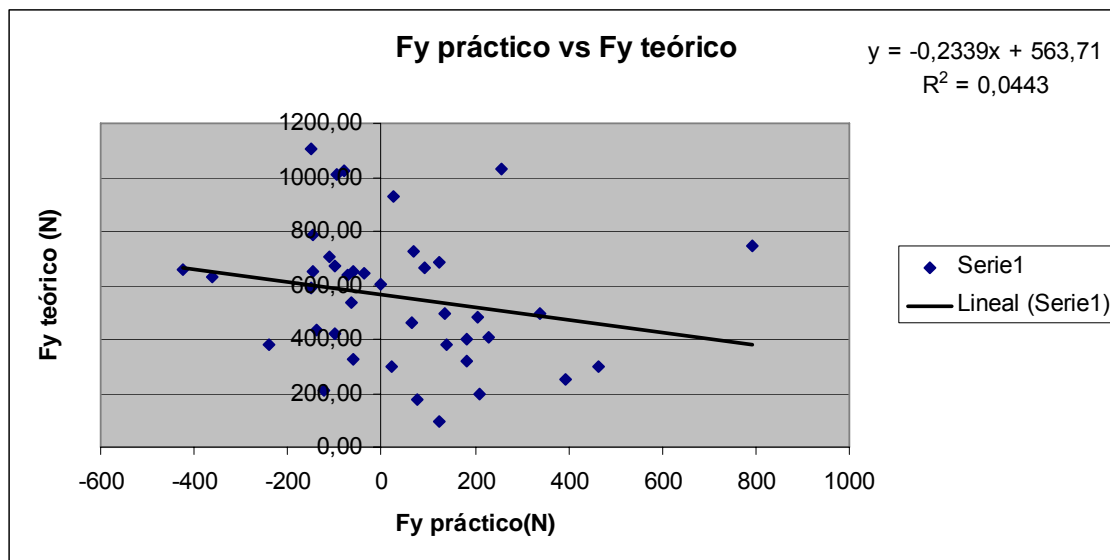


Figura 5.7: Relación lineal entre la fuerza lateral analítica y experimental asumiendo que la aproximación del par motor se consigue mediante ajuste de la fuerza longitudinal

Al igual que ocurría con la anterior aproximación del par, la relación lineal entre las fuerzas laterales es muy débil. En este caso se alcanza un valor de R^2 de 0,0443, no muy lejano al 0,0459 registrado en la relación lineal cuando la aproximación atendía a la fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura. De esta forma estamos comprobando que el valor del par no es suficientemente influyente sobre la fuerza lateral y, como se demostró en el estudio experimental, la variable que más afecta a esta fuerza sigue siendo el ángulo de convergencia.

La falta de dependencia entre la fuerza lateral analítica y experimental también se debe a esfuerzos difícilmente medibles como, por ejemplo, las coacciones debidas a las deformaciones y esfuerzos del caucho. Sería muy adecuado encontrar la forma de intentar medir estos esfuerzos para comprobar la influencia real sobre las fuerzas y momentos presentes entre el neumático y la calzada.

5.2.2.1.3 Relación entre la fuerza normal analítica y experimental

La fuerza normal es independiente del valor del par motor, por lo que la relación lineal entre la fuerza normal analítica y experimental es invariable con respecto a la conseguida en la anterior aproximación del par motor. De todas formas, en la figura 5.8 se representa dicha relación.

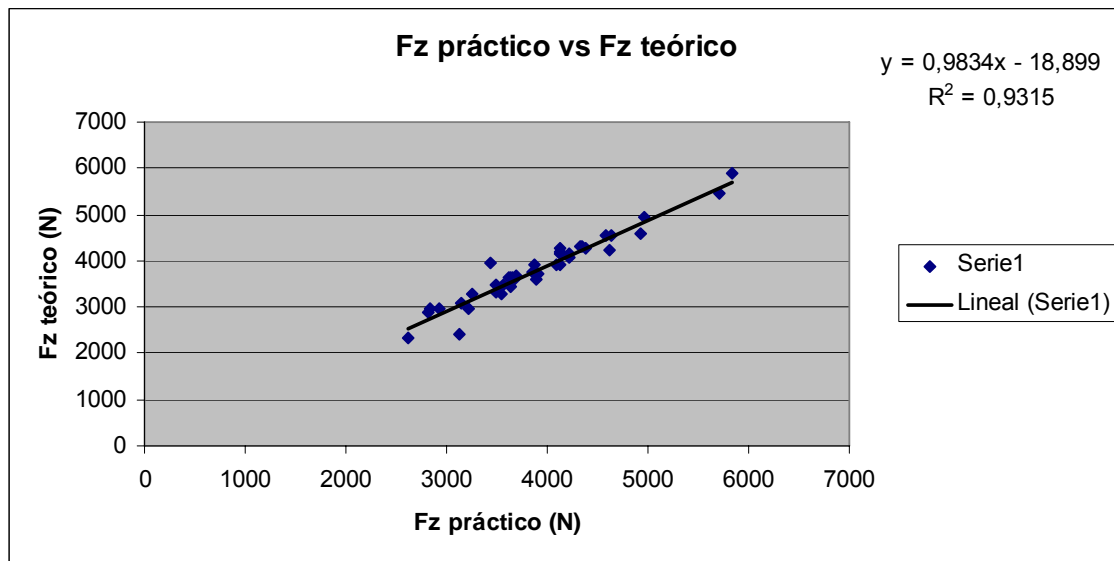


Figura 5.8: Relación lineal entre la fuerza normal analítica y experimental

En el estudio experimental se comprobó la verdadera influencia del ángulo de avance y el peso del vehículo sobre esta fuerza. Por lo que sabiendo que experimentalmente no pudo medirse, sería muy interesante conocer el peso real de los vehículos para las futuras investigaciones que se hagan al respecto. De esta forma se afinarían aún más los resultados de se obtuviesen, mejorándose también el modelo planteado.

5.2.2.2 Relación entre momentos

En la tabla 5.4 se muestran los momentos medidos experimentalmente y los que se obtienen con el modelo analítico teniendo en cuenta la aproximación del par motor que se está considerando.

Vehículo	Mx (Nm) práctico	My (Nm) práctico	Mz (Nm) práctico	Mx (Nm) teórico	My (Nm) teórico	Mz (Nm) teórico
25	-249	72,5	-27,8	-484,12	-106,63	20,76
26	163	229	-51,6	-237,16	-134,38	33,44
27	303	-54,9	-36,1	-474,97	-152,26	34,29
28	54,7	179	-37	-419,12	-30,77	0,56
29	73,2	161	-34,4	-460,9	-99,44	21,17
30	-80	87,4	-26,4	-686,25	-113,77	21,5

Tabla 5.4: Momentos analíticos y experimentales asumiendo que la aproximación del par motor se debe a la igualdad entre la fuerza longitudinal analítica y experimental

Se puede observar que los valores obtenidos entre el modelo analítico y experimental siguen siendo muy dispares. Como se explicó en los apartados anteriores, las posibles mejoras del modelo analítico y del estudio experimental harían que las fuerzas longitudinal y lateral, tan importantes para el cálculo de momentos, mejorasen significativamente. De esta forma se mejoraría también las relaciones entre los momentos analíticos y experimentales.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

Este último capítulo del proyecto está dedicado a las conclusiones a las que se ha llegado a partir del estudio experimental, analítico y de contraste realizado. Además de incluir un apartado de desarrollos futuros donde se explican las mejoras y cambios necesarios para las futuras investigaciones que se hagan al respecto.

6.1 Conclusiones

Los esfuerzos presentes en el contacto neumático-calzada de un vehículo automóvil son las fuerzas y los momentos originados por la transmisión de cargas a través de un sistema físico compuesto por la calzada, el neumático, la mangueta y el eje pivote.

Estos esfuerzos están constituidos por una componente estática y otra dinámica correspondientes al sistema cuando está en reposo y cuando este se desplaza.

A continuación se muestra el modelo demostrado analíticamente que intenta responder a estos esfuerzos:

$$F_x = P \cdot \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \cdot sen \left(\arccos \frac{tg \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta}} \right) + f_r \cdot P \cdot sen \left(\arccos \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \right) \cdot \cos \alpha - \frac{M_t}{R} \cdot \cos \alpha$$

$$F_y = P \cdot \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \cdot \frac{tg \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta}} - f_r \cdot P \cdot sen \left(\arccos \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \right) \cdot sen \alpha + \frac{M_t}{R} \cdot sen \alpha$$

$$F_z = P \cdot sen \left(\arccos \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \right)$$

$$M_x = P \cdot \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \cdot \frac{tg \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta}} \cdot (l \cdot sen \gamma + R \cdot \cos \gamma) - P \cdot sen \left(\arccos \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \right) \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot sen \gamma) \cdot \cos \alpha + M_t \cdot sen \alpha$$

$$M_y = -P \cdot \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \cdot sen \left(\arccos \frac{tg \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta}} \right) \cdot (l \cdot sen \gamma + R \cdot \cos \gamma) + P \cdot sen \left(\arccos \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \right) \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot sen \gamma) \cdot sen \alpha - M_t \cdot \cos \alpha$$

$$M_z = -P \cdot \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \cdot \frac{tg \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta}} \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot sen \gamma) \cdot sen \alpha + P \cdot \frac{tg^2 \beta + tg^2 \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta} \cdot \sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta + 1}} \cdot sen \left(\arccos \frac{tg \delta}{\sqrt{tg^2 \beta + tg^2 \delta}} \right) \cdot (l \cdot \cos \gamma - R \cdot sen \gamma) \cdot \cos \alpha$$

Donde:

F_x = fuerza longitudinal

F_y = fuerza lateral

F_z = fuerza normal

M_x = momento de vuelco

M_y = momento de resistencia a la rodadura

M_z = momento autoalineante

δ = ángulo de salida

γ = ángulo de caída

β = ángulo de avance

α = ángulo de convergencia

P = peso del vehículo

f_r = coeficiente de resistencia a la rodadura

M_t = par motor

R = radio de la rueda

l = longitud de la mangueta

Del estudio analítico se puede concluir que la componente estática de las fuerzas depende principalmente de variables como el peso del vehículo, el ángulo de salida y el ángulo de avance. Mientras que la componente dinámica, presente únicamente en la fuerza longitudinal y en la fuerza lateral, es la suma de las fuerzas de rozamiento y aquellas originadas por el par motor. Además resulta importante resaltar la influencia del ángulo de convergencia sobre esta componente.

Por otro lado, la componente estática de los momentos aparece principalmente por las fuerzas estáticas y los correspondientes brazos de distancia que dependen a su vez de la longitud de la mangueta, el radio de la rueda y el ángulo de caída. Además, la componente dinámica de los momentos, únicamente presente en el momento de resistencia a la rodadura y en el momento autoalineante, depende del par motor actuante y del ángulo de convergencia.

En el estudio experimental se demuestra que la fuerza lateral presenta una relación aproximadamente lineal con el ángulo de convergencia, siendo su expresión matemática del tipo $F_y = F \cdot \text{sen} \alpha$. De esta forma estamos comprobando que el valor del par no es suficientemente influyente sobre la fuerza lateral y, como se demostró en este estudio, la variable que más afecta a esta fuerza sigue siendo el ángulo de convergencia. Asimismo, si se tiene en cuenta que la fuerza que vencemos con el par generado depende principalmente de la resistencia a la rodadura y en menor medida del ángulo de convergencia, existirá una relación muy directa entre el par motor y la fuerza longitudinal, tal y como se pudo comprobar en el estudio de relación lineal realizado.

Por otro lado, se demostró que la fuerza normal tiene una ligera dependencia con el ángulo de avance y significativamente con el peso del vehículo, siendo su ecuación matemática del tipo $F_z = F \cdot \cos \beta$.

El contraste entre el estudio experimental y el estudio analítico arroja unos resultados muy esclarecedores.

Las dos gráficas que representan la relación lineal entre la fuerza longitudinal experimental y la fuerza longitudinal analítica nos demuestran la fuerte dependencia entre esta fuerza y el par motor. Las aproximaciones realizadas de dicho par obligan a conocer su valor real durante la experimentación para mejorar el modelo planteado.

Sin embargo, la débil dependencia entre la fuerza lateral experimental y la fuerza lateral analítica confirma la existencia de otros esfuerzos que en el modelo analítico no se tuvieron en cuenta por la dificultad de cálculo que entraña. Como por ejemplo, el conocimiento sobre las coacciones debidas a las deformaciones y esfuerzos del caucho que influyen sobre esta fuerza.

Pero por otro lado, se demuestra una clara dependencia entre la fuerza normal analítica y experimental, debida principalmente a que es una fuerza fuertemente dependiente del peso del vehículo, haciendo que la influencia de cualquier otro tipo de esfuerzo sea totalmente despreciable.

La relación lineal entre momentos nos ratifica el intenso paralelismo existente con las fuerzas. De tal modo que el planteamiento de mejora para el modelo de fuerzas está directamente en correspondencia con la mejora del modelo de momentos.

A modo de síntesis, se puede concluir que el modelo propuesto para los esfuerzos presentes en el contacto neumático-calzada no se ajusta del todo a los valores registrados experimentalmente, requiriendo la necesidad de ahondar en el estudio de la influencia de otros esfuerzos presentes en el sistema físico y acometer otras medidas experimentales que, bajo las condiciones dadas de estudio, no se pudieron realizar.

6.2 Desarrollos futuros

Con vistas a mejorar el presente estudio para futuras investigaciones se aconsejan las siguientes líneas de desarrollo y mejora:

- En el estudio experimental se comprobó la importantísima influencia del peso del vehículo sobre los esfuerzos presentes en el contacto neumático-calzada. Aunque experimentalmente no pudo medirse y se realizó una aproximación de su valor, sería muy interesante conocer el peso real de los vehículos para los futuros estudios que se hagan al respecto. De esta forma se afinarían aún más los resultados que se obtuvieran, mejorando también el modelo planteado.
- Como el par motor es variable y se están considerando aproximaciones debido al desconocimiento del valor experimental del mismo, lo adecuado sería utilizar un medidor de par para comparar el valor real en cada instante del ensayo. Asimismo, se podría comprobar si a partir del modelo analítico propuesto es posible ajustar el valor de la fuerza longitudinal o no.
- La falta de dependencia entre la fuerza lateral analítica y experimental también se debe a esfuerzos difícilmente medibles y a tener en cuenta en el modelo analítico, como por ejemplo las coacciones debidas a las deformaciones y esfuerzos del caucho. Sería muy adecuado encontrar la forma de intentar medir estos esfuerzos para comprobar la influencia real sobre las fuerzas y momentos presentes en el contacto neumático-calzada.

REFERENCIAS

[1] Achútegui V Francisco, “La adherencia neumático-pavimento y la seguridad en la circulación”, 2001, Ingeniería Civil, p. 119-129.

[2] Adams G G, Nosonovsky M, “Contact modeling-forces”, 2000, Tribology International 33, p. 431-442.

[3] AMTI (2003). BP6001200 Force Platform Manual. Advanced Mechanical Technology.

[4] <http://amti.biz/Platformhome/Mounting.htm> [6 de marzo de 2010]

[5] <http://amti.biz/Platformhome/PlatformInformation.htm> [6 de marzo de 2010]

[6] Aparicio F et al., “Teoría de los vehículos automóviles”, Publicaciones ETSIIM, Madrid 1995.

[7] “Alineación de ruedas 2001”. Autodata 2001, ed Maindehead.

[8] Bastero J M, “Curso de mecánica”, Ed. Universidad de Navarra, 1991.

[9] Bastow, D, “Car Suspension and Handling”, 1993, Society of Automotive Engineers, Inc.

[10] Bongi D M & DeHaven R M, “Computer Aided Control of Wheel Alignment”, SAE Technical Paper nº 840102.

[11] Bowden F P & Tabor D, “The friction and lubrication of solids”, Clarendon Press, Oxford, 1950.

[12] Boutylin et al., “About Interrelation Between the Tire Grip Properties and the Wheel Sliding”, 2001, SAE International, paper nº 2001-01-3338.

[13] Bureau L et al., “Low-velocity friction between macroscopic solids”, C.R.Acad Sci. Paris, 2001, t. 2, Série IV, p. 699-707.

[14] Buckhardt M, “Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme”, Würzburg, Vogel Fachbuch, 1993.

[15] Burke A M & Olatunbosun O A, “Contact modelling of the tyre/road interface”, 1997, Int. J. of Vehicle Design, vol 18, nº 2 p. 194-202

[16] Charloteaux M, “Suspensión y dirección”, Ed. Marcombo, Barcelona 1979.

[17] Coveney V A & Menger C, “Behaviour of model abrasive particles between a sliding elastomer surface and a steel counterface”, 2000, Wear 240, p. 72-79.

[18] Darnell I & Hulbert G M, “An efficient Three-Dimensional Tire Model for Vehicle Dynamics Simulations”, 1997, Mech. Struct. & Mach., 25 (1), p. 1-19.

[19] Díaz V et al., “La placa alineadora: Análisis técnico de su funcionamiento y resultados”, XI Jornadas de Inspección Técnica de Vehículos, Palma de Mallorca 2001.

[20] Dihua G et al., “Modelling of Tire Cornering Properties with Experimental Modal Parameters”, 1999, SAE Technical Paper nº 1999-01-0784.

[21] F Aparicio Izquierdo, C Vera Álvarez y V Díaz López, “Teoría de los vehículos automóviles”, cap.2.

[22] García Sánchez, Fernando y Corz Rodríguez, Alfonso “Extensometría y fotoelasticidad” Publicaciones e intercambio científico, Universidad de Málaga, 1997

[23] Gillespie T D, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, Society of Automotive Engineers, 1992.

[24] Grosch K A, “The relation between the friction and visco-elastic properties of rubber” Proc. R. Soc, London A 274, 1963, p. 21-32.

[25] Grover P S & Bordelon S H, “New Parameters for Comparing Tire Rolling Resistance”, 1999, SAE Technical Paper nº 1999-01-0787.

[26] Gustasen F, “A generalization of MDL for choosing adaptation mechanism and design parameters in identification”, 1997, SYSIOD’97, vol 2, p. 487-492

[27] Helsinki University “Apollo Final Report: Intelligent tire for accident free traffic” ,2005

[28] <http://www.mecanicavirtual.org/direccion.htm> [24 de febrero de 2010]

[29] <http://www.mecanicavirtual.org/direccion-geometria.htm> [24 de febrero de 2010]

[30] Hutchings I M, “Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials”, 1992, Ed. Edward Arnold.

[31] Kiencke U & Nielsen L, "Automotive Control Systems", SAE Internacional, 2001, Ed. Springer.

[32] Kiencke U, "Realtime Estimation of Adhesion Characteristic between Tyres and Road", 12th IFAC World Congress of Automatic Control, Sidney 1993, Vol 1, p. 15-22.

[33] Kim T H & Olver A V, "Stress history in rolling-sliding contact of rough surfaces", 1998, Tribology International, vol 31, n° 12, p. 727-736.

[34] Llovet J et al., "Statgraphics plus 4", Anaya Multimedia, 1999.

[35] Lyasko M I, "The Determination of Deflection and Contact Characteristics of Pneumatic Tire on a Rigid Surface", 1994, Journal of Terramechanics, vol 31, n° 4, p. 239-246.

[36] Maalej A Y et al., "Experimental development of tyre force and moment models", Int. J. of Vehicle Design, 1989, vol 10, n° 1, p. 34-50.

[37] Mancuso F et al., "A New Mathematical-Physical 2D Tire Model For Handling Optimization On A Vehicle", 1999, SAE Technical Paper n° 1999-01-0789.

[38] Moore D F, "The friction and Lubrication of Elastomers", Pergamon Press, Oxford, 1972.

[39] Moore D F, "Friction and wear in rubbers and tyres", International rubber conference, Kiev, October 1978.

[40] Norma UNE 26.192-87

[41] Pacejka H B, “Analysis of Tire Properties”. Chapter 9, Mechanics of Pneumatic Tires, ed, S K Clark, 1981, pp.721-870.

[42] Pacejka H et al., “Tire Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies”, SAE paper 870421, 1987.

[43] Párraga J, “Automoción”, Ediciones del Castillo S A, Madrid 1979.

[44] Pasterkamp W, “The tyre as sensor to estimate friction”, 1997, Delft University Press, The Netherlands.

[45] Peña D, “Estadística. Modelos y métodos”. Alianza Editorial, 1991.

[46] Persson B N J, “Sliding Friction. Physical Principles and Applications”, 2000, Ed Springer.

[47] Persson B N J, “On the theory of rubber friction”, Surface Science, 1998, vol 401, p. 445-454

[48] Pottinger M G et al, “Characteristics of tire force and moment data”, Tire Science and Technology, TSTCA, 17 (1), 1989, p. 15-51.

[49] Reimpell J & Sponagel P, “Fahrwerktechnik: Reifen und Räder”, Würzburg, Vogel Fachbuch, 1995

- [50] Richelsen A B, “Comparison f a numerical analysis of rolling with experimental data”, 1996, Journal of Materials Technology, 57, p. 70-78.
- [51] “Study on Cornering Properties Of Tire and Vehicle”. Tire Science and Technology TSTCA, 18 (3), 1990, p. 136-169
- [52]Savkoor A R, “Tribology of Tyre Traction on Dry and Wet Roads”, Congreso Filadelfia 1991, Wear and friction of elastomers, STP1145, paper VIII(iii), p. 213-228
- [53] Schallamach A, “How does rubber slide?”, Wear, 1971, nº 17, p. 301-312.
- [54]Simón A et al., “Banco de ensayo dinámico para neumáticos”,Madrid 2000, XIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, p. 468-474.
- [55] Sohn H S et al., “The Influences of Chassis Geometric Characteristics on Vehicle Dynamic Performances”, SAE Technical Paper nº 940872
- [56] Vera C y Díaz V, “El sistema de dirección”, Master en Ingeniería de los Vehículos Automóviles, asig. 102, cap.4.
- [57] Vidal F, “Industrias del caucho”, sección “El caucho en la fabricación de neumáticos”.
- [58] Wallentowitz H et al., “Dynamic Properties of Tyres – Testing and Simulation”, 1999, SAE Technical Paper nº 1999-01-0790.
- [59] Wambold J C & Andresen A, “The Measurement and Theory of Tire Friction on Contaminated Surfaces”, 1998, Transportation Conference Proceedings.

[60] Weiblen et al., “Dynamic Wheel Load Measurements on Real Road Surfaces – What Accuracy to Expect”, SAE Technical Paper n° 2001-01-0745.

[61] Yamazaki S et al., “Study on Real Time Estimation of Tire to Road Friction”, 1997, Vehicle System Dynamics Supplement 27, p. 225-233.

